

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Návrh pohonu hřeblového dopravníku pro velké výkony

Design of Scraper Conveyor Drive for High - Performance

Student:

Bc. Pavel Hellebrand

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Hellebrand**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma: **Návrh pohonu hřeblového dopravníku pro velké výkony**
Design of Scraper Conveyor Drive for High - Performance

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte konstrukční návrh pohonu hřeblového dopravníku pro velké výkony.
2. Proveďte porovnání jednotlivých možností pohonu mezi sebou a vyberte optimální variantu.
3. Proveďte kompletní konstrukční návrh s vypracováním kompletní výkresové dokumentace pro výrobu a montáž této sestavy.

Zaměřte se na:

- a) Řešení různých možností pohonu;
- b) Zhodnocení různých možností pohonu;
- c) Výpočet hřeblového dopravníku;
- d) Potřebné pevnostní a kapacitní výpočty;
- e) Výkresovou dokumentaci pro čelní planetovou převodovku;
- f) Výkresovou dokumentaci pro kuželočelní planetovou převodovku.

Zadáno:

- a) Dopravní výkon $Q = 2500 \text{ t/hod}$
- b) Délka dopravníku $L = 200 \text{ m}$
- c) Vnitřní šířka dopravníku $B = 1000 \text{ mm}$
- d) Počet zubů řetězového kola $z = 7$
- e) Parametry řetězu 38×137
- f) Rozteč řetězů $KA = 200 \text{ mm}$
- g) Výkon elektromotoru $P = 800 \text{ kW}$
- h) Úklon porubní fronty $\alpha = 0 \text{ deg.}$

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. ES Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2001, ISBN 80-248-0043-8
- 2) Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X
- 3) Polák, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0963-X
- 4) Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2004, ISBN 80-248-0537-5
- 5) Polák, J., Bichler, J.: Dopravní zařízení v hlubinných dolech, Ostrava 1984
- 6) ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. srpen 1997. 36 s.
- 7) www.ostroj.cz

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



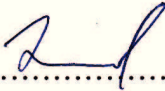
doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 18.5. 2014


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 18.5.2014
.....
.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Pavel Hellebrand

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Zámecká 497, Hradec nad Moravicí

Poděkování

Chtěl bych poděkovat konzultantovi této práce panu Ing. Petru Bortlíkovi, Ph.D. za cenné rady a pomoc při realizaci diplomové práce. Poděkování patří také panu Ing. Robertovi Brázdovi, Ph.D. za odborné vedení a panu Ing. Zdeňkovi Porubovi, Ph.D. za pomoc při zpracování pevnostních výpočtů.

Také bych chtěl poděkovat svým rodičům za podporu a umožnění studia na vysoké škole.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HELLEBRAND, P. *Návrh pohonu hřeblového dopravníku pro velké výkony. diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, 93 s. Vedoucí práce: Ing. Brázda, R., Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu hřeblového dopravníku pro velké výkony. Úvodní část je věnována rozboru možných variant pohonu hřeblového dopravníku při použití motoru o výkonu 800 kW. V další části jsou provedeny technologické výpočty pro dopravník o dopravním výkonu $2500 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$, na jejichž základech jsou zvoleny jednotlivé komponenty pohonu a celá jeho koncepce. Dále jsou zvolené komponenty podrobeny kontrole tak, aby byla zaručena jejich správná funkce. Spojovací části pohonu, které přenášejí točivý moment od motoru k řetězovému kolu, jsou podrobeny pevnostním výpočtům a to včetně nosného krytu pohonu. Řešení pohonu hřeblového dopravníku je dokumentováno ve výkresové části diplomové práce.

Klíčová slova: Hřeblový dopravník, Řetězové kolo, Nosný kryt, Hydrodynamická spojka

ANNOTATION OF MASTERY THESIS

HELLEBRAND, P. *Design of the Performance Scraper Conveyor Drive: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2014, 93 p. Thesis supervisor: Ing. Brázda, R., Ph.D.

This thesis deals with the structural design of the scraper conveyor drive for high performance. The first part is devoted to the analysis of possible options for the scraper conveyor drive using an engine with a power output of 800 kW. In the following part of the thesis, technological calculations are performed for the conveyor transport with a capacity of $2,500 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$, on the basis of which individual drive components and the overall approach are selected. Furthermore, the components are inspected to ensure their proper function. The coupling parts of the drive, which transmit torque from the engine to the sprocket, as well as the support housing of the drive, are subjected to stress analysis. The solution of the scraper conveyor drive is documented in the drawings section of the thesis.

Key words: Scraper conveyor, Sprocket, Support housing, Hydrodynamic clutch

Obsah

Seznam použitého značení	11
0. Úvod	19
1. Hřeblový dopravník	20
1.1. Dělení hřeblových dopravníků dle použití v dolech	21
1.2. Schéma hřeblového dopravníku	21
1.3. Poháněcí stanice hřeblového dopravníku	22
2. Možnosti pohonu hřeblových dopravníků	24
2.1. Pohon pomocí inteligentní CST převodovky s řízeným přenosem točivého momentu	24
2.1.1. Popis rozběhu převodovky	25
2.2. Pohon s použitím hydrodynamické spojky VOITH	28
2.2.1. Popis funkce hydrodynamické spojky	29
2.3. Použití pružné spojky a planetové převodovky	32
2.4. Použití planetové převodovky a spojky omezující točivý moment	35
2.5. Použití bezpečnostní spojky SafeSet a planetové převodovky	36
2.6. Pohony využívající k řízení dopravy změnu otáček elektromotoru	39
2.6.1. Pohon používající frekvenční měnič	39
2.6.2. Použití VFD – Motoru	40
3. Technologické výpočty dopravníku	42
3.1. Zadané parametry	42
3.2. Volené parametry	43
3.3. Stanovení dopravního průřezu	43
3.3.1. Kontrola potřebného průřezu	43
3.4. Volba řetězů a hřebel	46
3.5. Výpočet průběhů tahových sil na dopravní trati	49

3.5.1.	Výpočet měrné hmotnosti řetězového pásma	49
3.5.2.	Výpočet měrné hmotnosti materiálu	49
3.5.3.	Výpočet tahů v horní větvi.....	50
3.5.4.	Výpočet tahů ve spodní větvi.....	50
3.5.5.	Určení velikosti napínací síly F_z	50
3.5.6.	Určení tahů v charakteristických místech dopravního řetězu	51
3.6.	Výpočet výkonu motorů.....	52
3.6.1.	Výpočet celkové obvodové síly	52
3.6.2.	Výpočet potřebného příkonu pro pohon dopravníku	52
3.6.3.	Stanovení počtu elektromotorů	52
3.7.	Volba převodovky	54
3.7.1.	Výpočet roztečného průměru řetězového kola	54
3.7.2.	Výpočet úhlové rychlosti řetězového bubnu:	54
3.7.3.	Výpočet otáček řetězového bubnu	54
3.7.4.	Potřebný převodový poměr.....	55
3.7.5.	Výpočet točivého momentu na výstupu z převodovky	56
3.7.6.	Výpočet výstupního záběrového točivého momentu z převodovky	56
3.8.	Kontrola dopravovaného množství materiálu	56
3.9.	Kontrola pohonu při rozběhu dopravníku.....	57
4.	Volba ostatních komponentů pohonu.....	58
4.1.	Volba hydrodynamické rozběhové spojky.....	58
4.2.	Volba bezpečnostní spojky SafeSet	59
4.2.1.	Demontáž řetězového kola.....	61
5.	Pevnostní výpočty	63
5.1.	Kontrola zvoleného řetězu	63
5.1.1.	Výpočet dynamické síly.....	63

5.1.2.	Výpočet maximální síly v řetězu	67
5.1.3.	Kontrola řetězu proti přetržení.....	67
5.2.	Kontrola přírubové spojky	68
5.2.1.	Kontrola šroubů přírubové spojky	68
5.2.2.	Kontrola těsného pera	72
5.3.	Kontrola pera pod řetězovým kolem.....	74
5.4.	Pevnostní kontrola lícovaných šroubů bezpečnostní spojky SafeSet	76
5.5.	Kontrola nosných krytů pomocí metody konečných prvků	78
5.5.1.	Pevnostní analýza přechodového nosného krytu mezi hydrodynamickou spojkou a planetovou převodovkou.....	79
5.5.2.	Pevnostní analýza nosného krytu pro kolmý pohon na dopravní trať	81
5.5.3.	Pevnostní analýza nosného krytu pro rovnoběžný pohon na dopravní trať	83
6.	Závěr	87
	Seznam použité literatury	89
	Seznam výkresové dokumentace	90
	Seznam příloh	91
	Přílohy.....	92

Seznam použitého značení

B	vnitřní šířka dopravníku	[mm]
B_c	vnější šířka dopravní tratě	[mm]
C_k	korekční součinitel pro výpočet redukované hmotnosti	[-]
D_{rB}	roztečný průměr řetězového kola	[mm]
D_{s1}	velký průměr třecí plochy spojky	[mm]
D_{s2}	malý průměr třecí plochy spojky	[mm]
F_B	síla na přetržení řetězu	[N]
F_{Bfs}	síla na přetržení řetězové spojky	[N]
F_c	celková obvodová síla	[N]
F_D	dynamická síla v řetězu	[N]
F_h	tah v horní větvi	[N]
F_{max}	maximální síla v řetězu	[N]
F_{nA}	nabíhající síla na řetězovém kole vratné stanice	[N]
F_{nB}	nabíhající síla na řetězové kolo výsypné stanice	[N]
F_{p1}	tlaková síla působící na bok pera	[N]
F_{pk1}	tlaková síla působící na bok pera pod řetězovým kolem	[N]
F_s	tah ve spodní větvi	[N]
F_{test}	testovací síla řetězu	[N]
F_{testfs}	testovací síla řetězové spojky	[N]
F_z	napínací síla	[N]
H	výška bočního E - profilu	[mm]

H_c	celková výška dopravní tratě	[mm]
KA	rozteč řetězů	[mm]
L	délka dopravníku	[m]
M_{hsmax}	maximální točivý moment hydrodynamické spojky	[N·m]
M_N	jmenovitý moment motoru	[N·m]
M_p	točivý moment na výstupu z převodovky	[N·m]
M_{pmax}	maximální točivý moment převodovky	[N·m]
M_{red}	redukovaný točivý moment na hřídel motoru	[N·m]
$M_{\dot{R}}$	točivý moment na řetězovém kole	[N·m]
M_{SM}	moment setrvačnosti motoru	[kg·m ²]
M_{Ss}	moment setrvačnosti spojky	[kg·m ²]
M_{smax}	maximální moment spojky	[N·m]
M_{ssmax}	maximální točivý moment spojky SafeSet	[N·m]
M_t	třecí moment	[N·m]
M_{vz}	záběrový točivý moment převodovky	[N·m]
M_Z	záběrový moment motoru	[N·m]
P	výkon elektromotoru	[W]
P_M	výkon zvoleného elektromotoru	[W]
P_p	potřebný příkon pro pohon dopravníku	[W]
P_{pmax}	maximální přenositelný výkon od motoru	[kW]
P_{ξ}	rozteč závitu šroubů	[mm]
Q	dopravní výkon	[t·hod ⁻¹]

Q_s	skutečné dopravní výkon	$[t \cdot \text{hod}^{-1}]$
$R_{e\check{s}}$	mez kluzu materiálu šroubů	$[\text{MPa}]$
R_{p1}	rameno působení tlakové síly	$[\text{mm}]$
R_{rB}	roztečný poloměr řetězového kola	$[\text{mm}]$
$R_{\check{R}}$	rameno působení tlakové síly	$[\text{mm}]$
R_s	třecí poloměr	$[\text{mm}]$
R_z	rameno záběrového momentu	$[\text{mm}]$
S_p	potřebný dopravní průřez	$[\text{m}^2]$
S_{pp}	skutečnu plochu boku pera	$[\text{mm}^2]$
S_{pk1}	skutečná plocha boku pera pod řetězovým kolem	$[\text{mm}^2]$
S_{s1}	ideální dopravní průřez	$[\text{m}^2]$
S_{s2}	ideální průřezová plocha dle AFC Line Pan Calculation	$[\text{m}^2]$
U_M	jmenovité napětí elektomotoru	$[\text{V}]$
$a_{\check{r}}$	zrychlení řetězu na řetězovém kole	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
a_{fMAX}	maximální zrychlení řetězu na řetězovém kole	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
b_2	vnější šířka článku řetězu (min.)	$[\text{mm}]$
b_3	vnitřní šířka článku řetězu (min.)	$[\text{mm}]$
b_p	šířka pera	$[\text{mm}]$
b_{pk}	šířka pera	$[\text{mm}]$
c	výška boku hřebel	$[\text{mm}]$
d	průměr drátu řetězu	$[\text{mm}]$
d_{1max}	maximální vnitřní průměr spojky	$[\text{mm}]$

d_2	střední průměr závitů šroubů	[mm]
d_3	malý průměr závitu šroubů	[mm]
d_p	průměr hřídele převodovky	[mm]
d_{pk}	průměr hřídele řetězového kola	[mm]
d_{ls}	průměr lícované části šroubu	[mm]
f	součinitel smykového tření mezi přírubami	[-]
f_M	frekvence	[Hz]
h	hloubka lícované díry příruby	[mm]
h_1	hloubka lícované díry spojky	[mm]
h_h	výška hřebel	[mm]
i_{lp}	počet šroubů	[mm]
i_p	převodový poměr převodovky	[-]
i_{pP}	potřebný převodový poměr	[-]
i_s	počet připojovacích šroubů	[-]
k_h	součinitel odporu horní větve	[-]
k_i	koeficient počtu řetězu	[-]
k_p	součinitel bezpečnosti pohonu	[-]
$k_{př}$	součinitel pružnosti řetězu, hodnota rovna	[-]
k_f	bezpečnost řetězu	[-]
k_s	součinitel odporu spodní větve	[-]
k_s	bezpečnost šroubu	[-]
k_z	součinitel zakřivení tratě	[-]

k_{ϕ}	součinitel plnění	[-]
l_h	délka hřebel	[m]
l_{hs1}	vzdálenost těžiště hydro. spojky	[mm]
l_{hs2}	vzdálenost těžiště hydro. Spojky	[mm]
l_{M1}	vzdálenost těžiště motoru	[mm]
l_{M2}	vzdálenost těžiště motoru	[mm]
l_o	vzdálenost krytu od osy pohonu	[mm]
l_p	délka pera	[mm]
l_{pnk2}	vzdálenost těžiště krytu	[mm]
l_{pr2}	vzdálenost těžiště převodovky	[mm]
l_{pro2}	vzdálenost těžiště převodovky od osy pohonu	[mm]
$l_{\dot{r}}$	potřebná délka řetězu	[m]
m_h	hmotnost hřebel	[kg]
m_{hs}	účinnost hydrodynamické spojky	[kg]
m_M	hmotnost elektromotoru	[kg]
m_{pr}	hmotnost převodovek	[kg]
$m_{\dot{r}}$	metrová hmotnost řetězu	[kg·m ⁻¹]
$m_{\dot{r}s}$	hmotnost řetězové spojky	[kg]
m_s	hmotnost spojky	[kg]
m_{ss}	hmotnost spojky SafeSet	[kg]
n_B	otáčky řetězového bubnu	[s ⁻¹]
$n_{\dot{c}}$	počet článků řetězů mezi hřebly	[-]

n_e	počet elektromotorů	[-]
n_h	potřebný počet hřebel	[-]
n_M	otáčky elektromotoru	[s ⁻¹]
n_{pr}	počet převodovek	[-]
n_f	počet řetězů	[-]
n_{fs}	potřebný počet řetězových spojek	[-]
$p_{dovš}$	dovolený tlak na lícovaný šroub	[MPa]
p_{pp}	pracovní tlak spojky SafeSet	[MPa]
p_{p1}	tlak na bok péra	[MPa]
p_{p2}	tlak na bok péra	[MPa]
p_{pk1}	tlak na bok pera pod řetězovým kolem	[MPa]
p_{ss}	tlak na lícované šrouby	[MPa]
q_m	měrná hmotnost materiálu	[kg·m ⁻¹]
$q_{řp}$	měrná hmotnost řetězového pásma	[kg·m ⁻¹]
r_s	roztečný poloměr šroubů	[mm]
s_{p1}	sražení hran těsného pera	[mm]
s_{pk}	sražení hran těsného pera	[mm]
t	rozteč článků řetězu	[mm]
t_0	časová perioda	[s]
t_{hs}	doba rozběhu hydrodynamické spojky	[s]
t_p	hloubka drážky v hřídeli	[mm]
t_{pk}	hloubka drážky v hřídeli	[mm]

t_{pk1}	hloubka drážky v ozubeném věnci	[mm]
t_r	doba rozběhu dopravníku	[s]
v	rychlost řetězového pásma	[m·s ⁻¹]
v_{DK}	rychlost dobývání kombajnu	[m·s ⁻¹]
v_s	skutečná rychlost řetězu	[m·s ⁻¹]
$v_{\dot{r}}$	rychlost řetězu na řetězovém kole	[m·s ⁻¹]
z	počet zubů řetězového kola	[-]
Δv_s	skutečná rychlost dopravovaného materiálu	[m·s ⁻¹]
ψ	úhel stoupání závitu	[deg]
ψ_D	dynamický sypný úhel uhlí	[deg]
α	úklon porubní fronty	[deg]
α_1	úhel pootočení řetězového kola o 1 zub	[deg]
α_h	úhel sklonu spodní části hřebel	[deg]
α_s	úhel profilu závitu	[deg]
δ_s	sypná hmotnost uhlí	[kg·m ⁻³]
η	účinnost pohonu	[-]
η_{hs}	účinnost hydrodynamické spojky	[-]
η_M	účinnost elektromotoru	[-]
η_p	účinnost převodovky	[-]
η_s	účinnost spojky	[-]
σ_{st}	napětí od osově síly	[MPa]
τ_{sp}	napětí od utažení matice	[MPa]

φ	úhel natočení řetězového kola	[deg]
φ_1	třecí úhel závitu šroubu	[deg]
ω_k	úhlová rychlost řetězového kola	[rad·s ⁻¹]

0. Úvod

Těžba černého uhlí v hlubinných dolech je v České republice na ústupu, některé doly se zavírají, v jiných se těžba pomalu přestává vyplácet. Z tohoto hlediska to může vypadat, že tuzemské firmy, které se po desetiletí zabývaly konstrukcí a výrobou důlní techniky, nemají kam svá zařízení prodávat, opak je ale pravdou. Rozrůstající se těžební průmysl v zahraničí, především v Americe, Austrálii, Asii nutí tuzemské firmy držet krok se zahraničními trendy a expandovat své výrobky právě do zahraničí. Jedním z českých tradičních výrobců důlní techniky, kterému se daří svá zařízení vyvážet do zahraničí, je Opavská firma OSTROJ a. s. Tato diplomová práce vznikla na základě spolupráce s touto firmou.

Cílem diplomové práce je zpracování možných variant pohonu hřeblového dopravníku pro přepravu uhlí z porubu v požadovaném hodinovém množství a to za použití komponentů, jejichž základní parametry byly definovány v zadání této práce. Na základě zpracované rešerše byla vybrána jedna varianta pohonu, která je rozpracována jako technické řešení diplomové práce.

Ve výpočtové části jsou provedeny technologické výpočty, které potvrzují správnou funkci zvolených komponentů pohonu a ověřují, zda je dopravník schopen dopravit požadované dopravní množství. Dále je provedena pevnostní kontrola řetězu a vybraných dílů, které přenášejí točivý moment od motoru k řetězovému kolu. Nosné kryty pohonu jsou zkontrolovány pomocí softwaru ANSYS Workbench 14.5 tak, aby unesly komponenty pohonu. Závěrem a výstupem práce je technická dokumentace poháněcí stanice na křížovém rámu hřeblového dopravníku, poháněcí stanice na vratné stanici dopravníku a výrobní výkres svařovaného nosného krytu.

1. Hřeblový dopravník

Hřeblový dopravník patří k zařízením pro jednosměrnou, vodorovnou nebo úklonnou dopravu přepravující sypký materiál v horní větvi. Zařízení dle normy ČSN 260001 patří do skupiny dopravníků s tažným prvkem, kterým je řetězové pásmo. Po celém obvodu řetězového pásma jsou připevněny s určitou roztečí unášecí prvky tzv. hřebla, která posouvají materiál v horní větvi žlabu po tzv. kluznici. Žlab je tvořen dvěma E-profilů spojenými kluznicí, která je tvořena deskou z otěru vzdorného materiálu. Díky tření řetězu s hřebly a dopravovaného materiálu o žlab jsou pro tento dopravník typické velké pohybové odpory, které se promítají v energetické náročnosti provozu. Jeho hlavní výhodou je nezávislost na způsobu uložení trati, neboť trať je složena z jednotlivých dílů, které ve svých spojkách umožňují svislé i vodorovné vychýlení. Jeho tuhá a pevná konstrukce dovoluje velké krátkodobé přetížení. [3]

Výhody:

- velká nezávislost na způsobu uložení. Vychýlení ve spojkách tratě činní až $\pm 3^\circ$ v rovině vodorovné a až $\pm 5^\circ$ v rovině svislé
- možnost dopravy v úklonech až $\pm 35^\circ$
- velká jímavost dopravníku dovolující krátkodobé přetížení, až o 100 % jmenovitého dopravního výkonu
- nízká, tuhá a pevná konstrukce dovoluje (u porubových dopravníků) pojíždění dobývacího kombajnu nebo uhelného pluhu
- odolnost vůči vysokým teplotám

Nevýhody:

- značná spotřeba energie pro překonání třecích odporů při pohybu na prázdko
- částečné drcení materiálu při dopravě
- opotřebení žlabu
- velké hmotnosti jednotlivých dílů

Z uvedeného výčtu výhod a nevýhod je jasné, že hřeblový dopravník se hodí do velmi těžkých podmínek, a proto největší uplatnění získal především v uhelných dolech, kde jeho výhody zastíní i velkou energetickou náročnost provozu.

1.1. Dělení hřeblových dopravníků dle použití v dolech

Porubový dopravník

Je nejpoužívanější typ hřeblového dopravníku sloužící k přepravě uhlí z porubu na další dopravní zařízení. Trať dopravníku také slouží jako základna pro pojezd dobývacího kombajnu nebo uhelného pluhu. Dopravní trať je spojena hydraulickým zařízením s mechanizovanými výztuhami, pomocí nichž se dopravník pohybuje ve směru těžby. Délka dopravníku je závislá na parametrech porubu, ale může dosahovat až 400 m. U tak dlouhých dopravníků bývá poháněna jak poháněcí, tak i vratná stanice.

Sběrný dopravník (někdy „Podporubový, Chodbový“)

Je umístěn v těžní chodbě, kde navazuje kolmo na porubový hřeblový dopravník a přepravuje uhlí dále na sběrný pásový dopravník. Muže být uložen na počvě, ale také zavěšen na závěsné dráze, kdy je zajištěna snadnější a rychlejší manipulace s dopravníkem v závislosti na pohybu porubu. Profil tratě je podobné konstrukce jako u porubového hřeblového dopravníku, jen je opatřen oboustrannými nástavnými plechy, které umožňují zvýšit dopravní průřez a tak zareagovat na krátkodobé zvýšení dopravního množství. Trať je také obvykle doplněna kladivovým drtičem, který rozbíjí velké kusy uhlí.

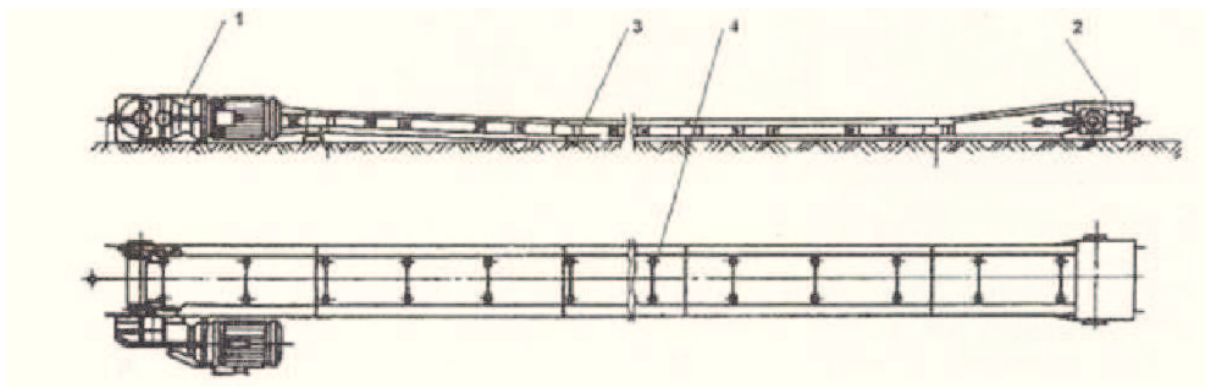
Pomocný dopravník

Plní pouze technologické funkce. Jeho délka, profil tratě a dopravní výkon je uzpůsobený převážně dané funkci. Používá se například pro odvod materiálu od razících strojů a nakladačů. [3]

1.2. Schéma hřeblového dopravníku

Obr. 1.1 zachycuje uspořádání hřeblového dopravníku. Jeho hlavní části jsou popsány šipkami:

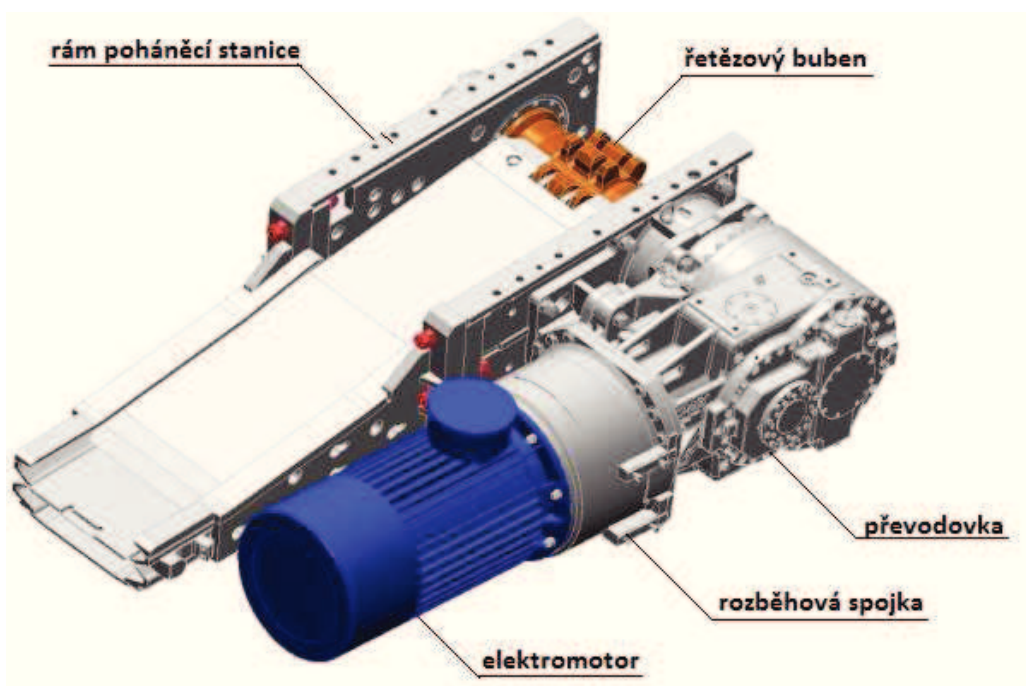
- 1- poháněcí stanice
- 2- vratná stanice
- 3- dopravní trať včetně příslušenství
- 4- tažný řetěz s hřebly



Obr. 1. 1 – Schéma hřeblového dopravníku [1]

1.3. Poháněcí stanice hřeblového dopravníku

Poháněcí stanice je jednou z nejdůležitějších částí dopravníku, neboť slouží k jeho pohonu. Pomocí řetězového bubnu přeměňuje krouticí moment motoru na tažnou sílu v řetězu, jež zajišťuje přímočarý pohyb materiálu. Poháněcí stanice je složena z robustního, svařovaného, ocelového rámu, v němž je uložen řetězový buben. Na rám je přírubově přimontována převodovka se spojkou a motorem. Přírubový způsob upevnění zaručuje minimální vyosení osy motoru, spojky, převodovky a řetězového kola vůči sobě. Tím zabraňuje vzniku nežádoucích odporů a následnému opotřebení ložisek. [3]



Obr. 1. 2 – Poháněcí stanice [15]

Ve stísněných důlních podmínkách je zapotřebí, aby pohon dopravníku zabíral pokud možno co nejméně místa. Proto rozdělujeme pohony dle polohy vůči dopravní trase na:

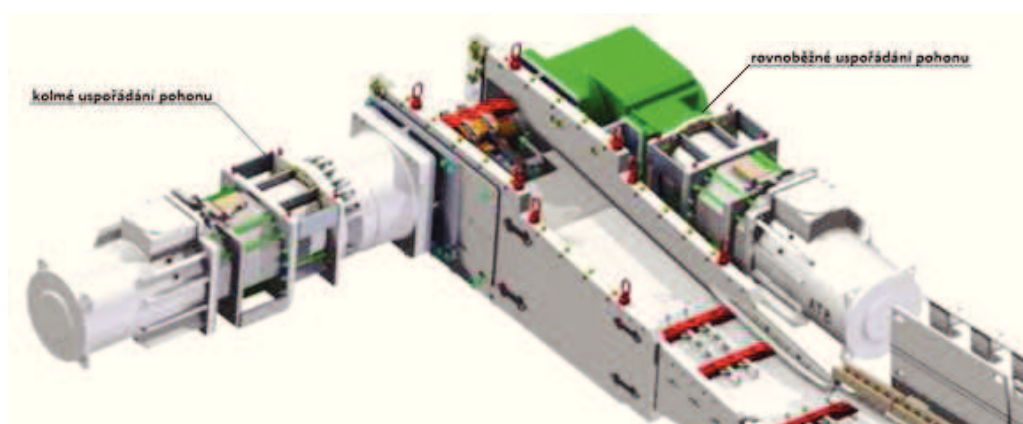
Kolmý pohon

Tento způsob uspořádání je vhodný pro porubové dopravníky, neboť poháněcí stanice je umístěna v těžní chodbě a nezabírá místo v porubu. U dopravníků s více motory může být kolmý pohon realizován oboustranně.

Rovnoběžný pohon

Tato varianta se nejčastěji používá u sběrných a pomocných hřeblových dopravníků, neboť rovnoběžné pohony díky svým kompaktním rozměrům nezasahují do průchodnosti těžební chodby. Také tato varianta může být oboustranná. [1]

Na Obr. 1.3 jsou znázorněny jednotlivé varianty uspořádání pohonů, které je možno také zkombinovat.



Obr. 1. 3 – Možnosti uspořádání pohonů [16]

U dnešních moderních dopravníků se neustále zvyšuje jejich dopravní výkon a zároveň dosahují délek až 400 m, proto potřebují čím dál větší příkony poháněcích stanic. Volba jednotlivých komponentů pohonu musí být pečlivě volena tak, aby pohon byl schopen zajistit:

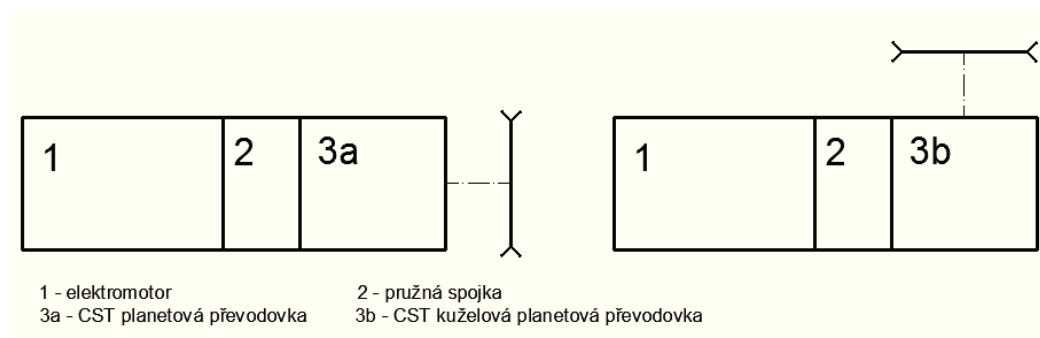
- plné využití instalovaného příkonu motoru bez jeho přetížení
- zajištění ochrany proti vzniklým rázům
- rozběh plně zatíženého dopravníku

- vyrovňávání výkonu použitých elektromotorů
- prodloužení životnosti řetězů, hřebel a řetězových bubnů [8]

2. Možnosti pohonu hřeblových dopravníků

V rešerši jsem se zabýval možnostmi skladby pohonu dopravníků. Vyhledával jsem moderní trendy v koncepcích pohonů, ale také pohony složené z co nejjednodušších a nejlevnějších komponentů. Zaměřil jsem se na varianty, které je možno realizovat v těžkých důlních podmínkách.

2.1. Pohon pomocí inteligentní CST převodovky s řízeným přenosem točivého momentu [8]

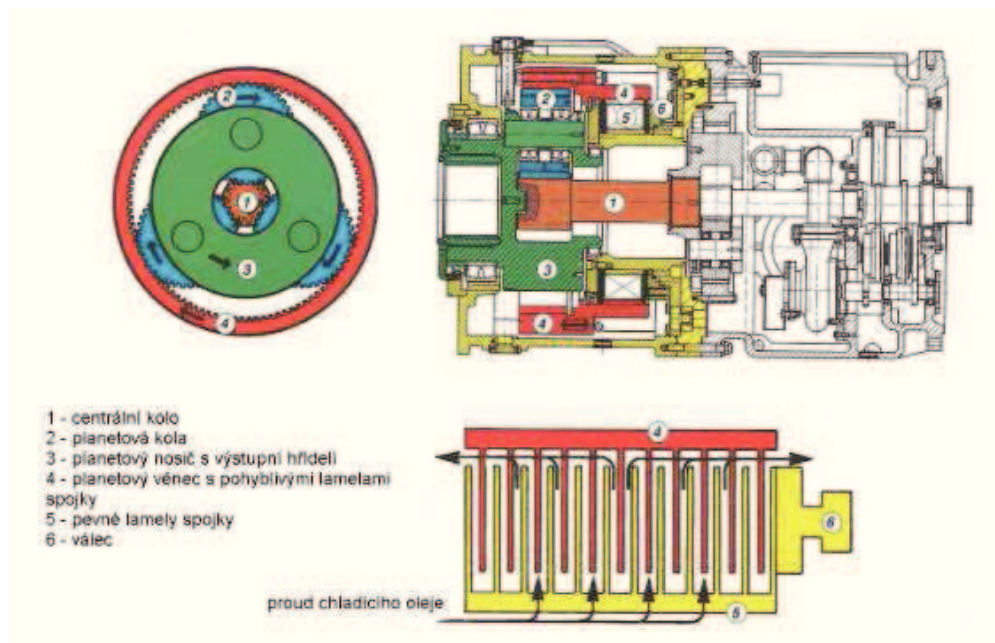


Obr. 2. 1 - Uspořádání pohonu s CST převodovkou

Převodovka CST neboli CONTROLLED START TRANSMISSION je tvořena dvěma pevně spojenými skříněmi. Vstupní strana převodovky obsahuje centrální hřídel a výstupní strana je složena z planetového převodu s vestavěnou lamelovou spojkou CST. Pro úhlový převod zprava nebo zleva je použita kuželová planetová převodovka. Lamelová spojka je mokrá, se speciálním obložením lamel a je připevněna k lamelovému kolu.

Přítlak lamel je vyvozen vysokotlakým generátorem, který dodává olej do spojky a je řízen pomocí servoventilu. Přenos výkonu probíhá se zanedbatelným opotřebením lamel. Do celé poháněcí soustavy je přiváděn chladicí olej pomocí hydrogenerátoru.

Každá převodovka je opatřena řídicí jednotkou, která je spojena pomocí ovládacích kabelů s důlním řídicím systémem. Řídicí jednotka pohonu velmi rychle reaguje na všechny pochody v převodovce a prostřednictvím vestavěného servoventilu mění přítlak lamel.



Obr. 2. 2 – Planetová převodovka s lamelovou spojkou. [8]

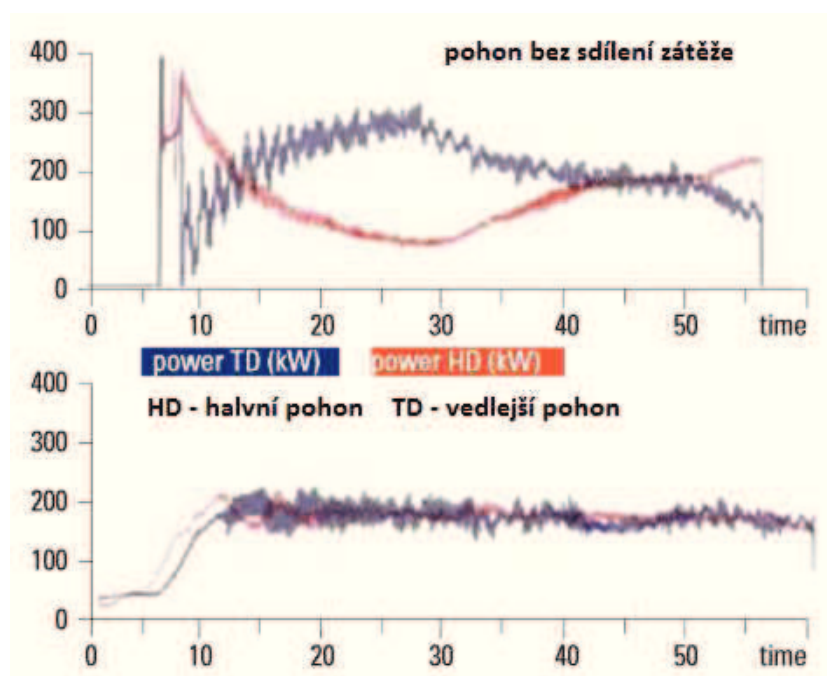
2.1.1. Popis rozběhu převodovky (viz Obr. 2.2)

Na začátku rozběhu není vyvozeno tření mezi lamelami, proto se asynchronní motor rozbíhá nezatížený. Centrální kolo (1) je v záběru s planetovými koly (2), které roztáčejí planetový věnec s lamelovými spojkami (4), jež jsou v něm upevněny. Při vysunutí válce (6) a následném vzniku potřebné třecí síly mezi pohyblivými a pevnými lamelami spojky se začne přenášet síla na výstupní hřídel (3), která je spojen s planetovým nosičem a výstupní hřídel se začne otáčet. Planetový věnec (4) s pohyblivými lamelami je zabrzděn.

U hřeblových dopravníků, které mají více než jeden motor, můžeme pomocí CST spojek vhodně řídit rozběh jednotlivých pohonů. Rozběh jednotlivých motorů je odstupňován časovými prodlevami, tím je zamezeno poklesu napětí v důlní síti. Točivý moment je nejprve přiveden na řetězové kolo vratného pohonu tak, aby se řetěz dostatečně napnul a odstranil nežádoucí průhyb řetězu. Přítlak spojky se zvyšuje až do dosažení požadovaného záběrového momentu. Díky skutečnosti, že všechny řídicí pohonné jednotky jsou připojeny

k servoregulační síti, lze dosáhnout toho, že všechny pohony nabíhají ve stejných náběhových charakteristikách. Proto lze ve stejný okamžik využít plný záběrový moment všech motorů a spustit dopravník i v případě jeho plného zatížení. Lamelová spojka pracuje většinou s 0,2 % pracovním prokluzem, který šetří opotřebení lamel.

Rozjezd plně naloženého dopravníku je realizován tak, že všechny poháněcí motory se rozběhnou bez zatížení na jmenovité otáčky. Když i poslední motor dosáhne požadovaných otáček, dostávají se spojky pod tlak. Tlak ve spojkách roste až do momentu zvratu a teprve tehdy se řetězová kola začnou otáčet. Zatížení motorů je během celého rozběhu dopravníku synchronizováno a pokračuje také během provozu. (viz Obr. 2.3)



Obr. 2. 3 – Porovnání pohonů bez vyrovnání zátěže a s pohonem CST. [9]

Převodovka slouží také jako ochrana proti přetížení a následnému poškození motoru, řetězu, ale také jiných částí dopravníku. Aby mohla převodovka tuto funkci splňovat, musí být neustále sledovány výstupní otáčky. Při zachycení řetězu o velký kus kamene dojde k poklesu otáček, řídicí jednotka zareaguje rozpojením spojek a okamžitým vypnutím motoru.



Obr. 2. 4 – Velikostní porovnání CST 65, CST 45 a CST 30. [9]

Technical Data		CST 30	CST45	CST 65
Použití		Strojní řetězové zařízení jako např. stěnové dopravníky		
Max. výstupní moment krátkodobý (3 s)		300,000 Nm	450,000 Nm	650,000 Nm
Max. vstupní otáčky		1800 ot/min	1800 ot/min	1800 ot/min
Max. instalovaný výkon* při: *(pro otáčky motoru 1500 ot/min)	– i = 50:1	400 kW	500 kW	800 kW
	– i = 39:1	500 kW	630 kW	1000 kW
	– i = 33:1 ÷ 16:1	500 kW	800 kW	1200 kW
Max. instalovaný výkon* při: *(pro otáčky motoru 1800 ot/min)	– i = 50:1	645 HP	800 HP	1285 HP
	– i = 39:1	800 HP	1000 HP	1610 HP
	– i = 33:1 ÷ 16:1	800 HP	1250 HP	1930 HP
Množství olejové náplně:	– přímá převodovka	250 l	430 l	500 l
	– úhlová převodovka	500 l	730 l	800 l
Hmotnost: (bez oleje)	– přímá převodovka	3900 kg	5880 kg	7300 kg
	– úhlová převodovka	5800 kg	9700 kg	10880 kg
Rozměry přímá převodovka:	– výška	900 mm	1060 mm	1060 mm
	– délka (bez spojky)	1400 mm	1697 mm	1887 mm
	– šířka	960 mm	1120 mm	1120 mm
Rozměry úhlová převodovka:	– výška	900 mm	1060 mm	1060 mm
	– délka (bez spojky)	2280 mm	2770 mm	2910 mm
	– šířka	1180 mm	1285 mm	1530 mm

Obr. 2. 5 – Technické parametry jednotlivých převodovek. [9]

Výhody použití CST převodovky:

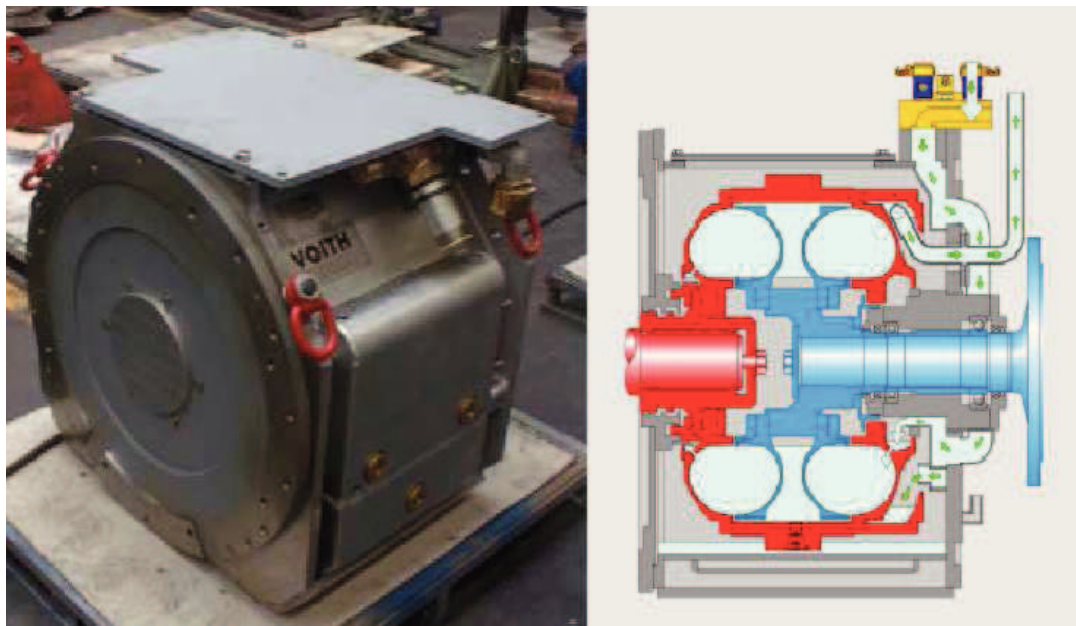
- šetrný rozjezd dopravníku
- plné využití instalovaného výkonu
- dlouhá životnost všech dílů

- stálá ochrana proti přetížení
- kompaktní rozměry
- velká účinnost

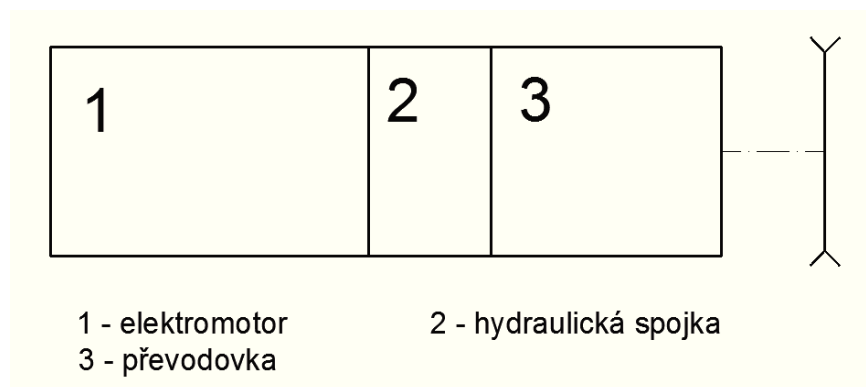
Nevýhody použití CST převodovky:

- při krátkodobém spojení lamel může vzniknout momentová špička a tím dojde ke kolísání tlaku ve spojce
- opotřebení lamel
- dosažení značných teplot oleje při opakovaných rozjezdech
- vysoké nároky na čistotu oleje
- použití speciálních olejů pro lamelové spojky
- velmi vysoké pořizovací náklady

2.2. Pohon s použitím planetové převodovky a hydrodynamické spojky VOITH s řízeným plněním[8] [10]



Obr. 2. 6 – Hydrodynamická spojka VOITH – DTPKWL2. [10]



Obr. 2. 7 – Uspořádání pohonu s hydraulickou spojkou

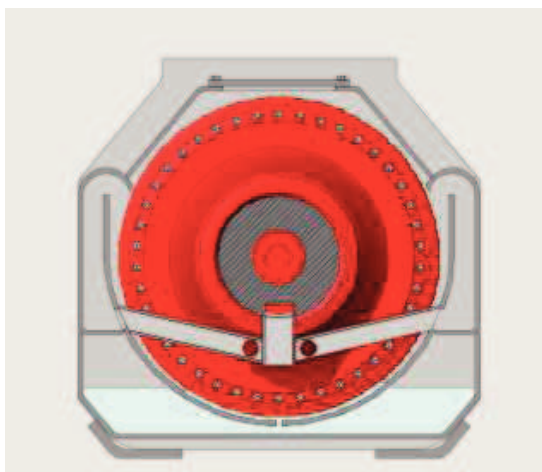
2.2.1. Popis funkce hydrodynamické spojky

Spojka se skládá ze vstupní části – čerpadla a výstupní – turbíny, přičemž na obou komponentech jsou radiálně umístěny lopatky. Točivý moment se přenáší pomocí kapaliny uvnitř pracovního prostoru. Motor roztáčí čerpadlo, které rozpohybuje kapalinu uvnitř spojky. Kapalina se odstředivou silou dostává na okraj pracovního prostoru, kde působí na lopatky turbíny, které tím roztočí.

Spojka umožňuje plynulý rozběh plně zatíženého dopravníku, aniž by došlo k přetížení elektromotoru. Změnou množství kapalinové náplně lze regulovat rychlost dopravy při jmenovitých otáčkách elektromotoru a to v regulačním rozsahu spojky. Z důvodu dostupnosti v porubu, používá spojka jako pracovní médium vodu, proto je napojena na zdroj vody. V případě nebezpečí přehřátí spojky dojde k otevření výpustného ventilu a teplá voda je vypuštěna provozním ventilem. Je nahrazena chladnější vodou z nádrže, která je čerpána zpět do pracovního prostoru spojky. Výměna vody se provádí, aniž by byl pozastaven chod dopravníku.

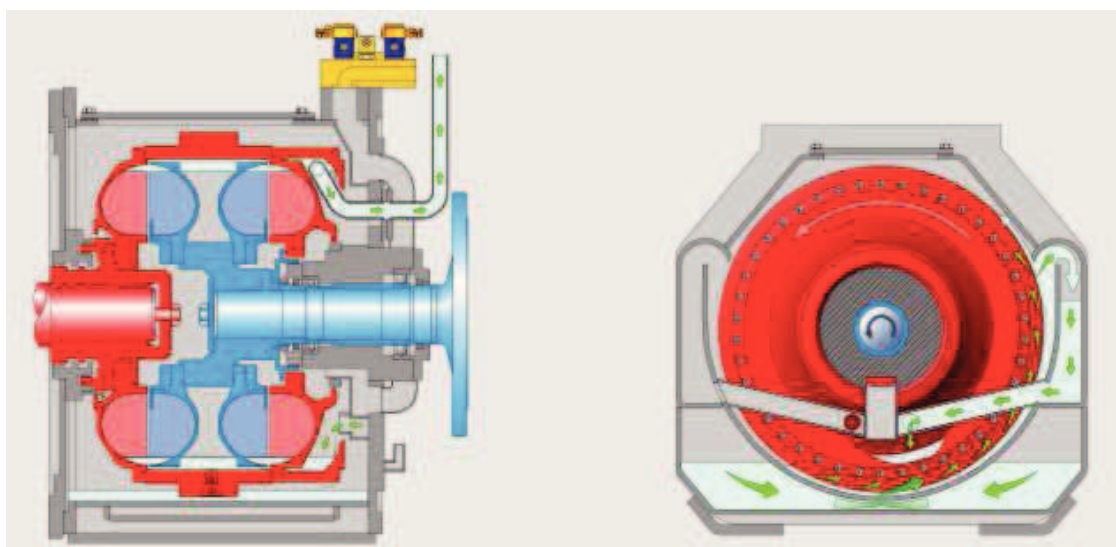
Spojka pracuje v několika režimech

- **V klidu** – pokud motor stojí, voda odtéká z prostoru lopatkových kol přes trysky do pouzdra, odkud přebytek vody odtéká přes přepad, aby úroveň hladiny byla pod těsněním s ložisky.



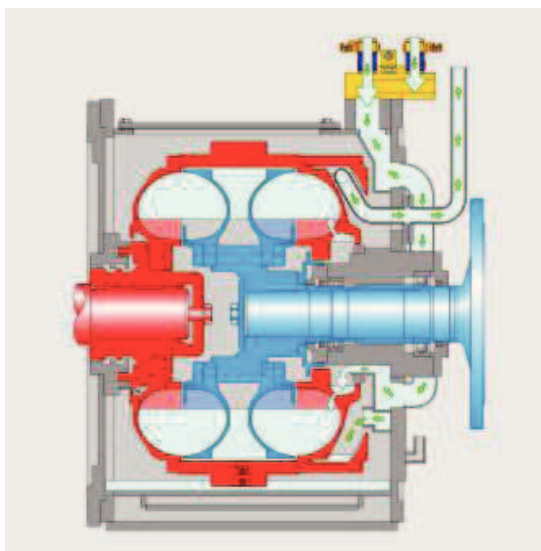
Obr. 2. 8 – Hydraulická spojka za klidu. [10]

- **Rozběh motoru** – při rozběhu motoru vlivem odstředivé síly přebytek vody odtéká.



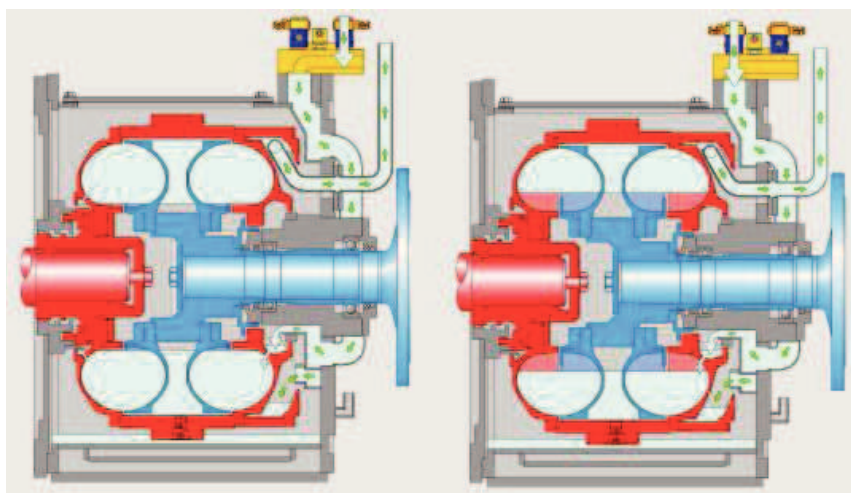
Obr. 2. 9 – Proudění kapaliny při rozběhu. [10]

- **Rozjezd hřeblového dopravníku** – když se motor rozběhne, otevřou se oba ventily a do 20 s je pracovní prostor spojky naplněn novou studenou vodou, která proudí průtokem až $300 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$.



Obr. 2. 10 – Plnění prostoru spojky [10]

- **Normální provoz** – po rozběhnutí dopravníku je otevřen jen provozní ventil. Voda cirkuluje mezi pracovním prostorem spojky a chladicí nádrží rychlostí $30 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, tím je zamezeno přehřátí vody.
- **Ruční provoz** – při selhání regulátorů může být spojka ovládaná ručně, jen je obtížné nastavit částečné zaplnění pracovního prostoru.



Obr. 2. 11 – Ruční regulace plnění pracovního prostoru. [10]

Výhody použití:

- možnost rozběhu plně zatíženého dopravníku
- využití maximálního momentu motoru
- při rozběhu nevznikají rázy zatěžující řetěz
- nevzniká opotřebení lopatek
- kapalina se nepřehřívá
- snadná regulace otáček a vyrovnávání výkonů
- možnost reverzního chodu
- použití vody

Nevýhody použití:

- ztráty výkonu při skluzu (2 – 4 %)
- nároky na kvalitu vody, může dojít k ucpání ventilových otvorů
- pořizovací náklady

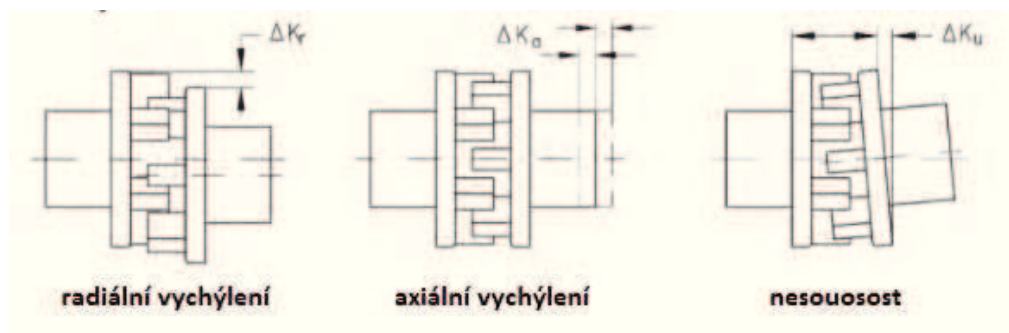
2.3. Použití pružné spojky a planetové převodovky

Jednou z nejlevnějších variant je použití pružné spojky, například od německé firmy TSCHAN GmbH. Tato spojka tlumí rázy a pohlcuje vibrace. Výrobní řada spojek TSCHAN „S“, která je určena pro pohony jeřábů a důlních dopravníků, používá pružný element různé tvrdosti. Tyto spojky jsou schopny přenést točivý moment o velikosti až 40000 N·m a mohou pracovat při teplotách až 100 °C. Spojka je umístěna v nosném krytu mezi motorem a převodovkou. [12]



Obr. 2. 12 – Pružná spojka TSCHAN-S. [12]

Další výhodou pružné spojky je, že nevyžaduje přesné usazení jednotlivých přírub vůči sobě, ale díky pružnému elementu vyrovnává mírné nepřesnosti v uložení os jednotlivých komponentů.



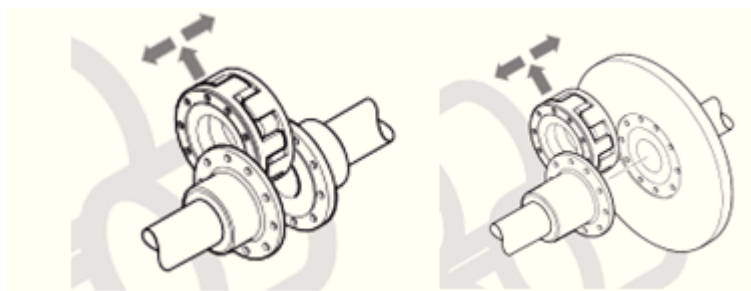
Obr. 2. 13 – Možnosti kompenzace při nepřesném uložení [12]

Příklad parametrů spojky, která je schopná přenést požadovaný výkon motoru:

Název spojky			
SDD - 5 260			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální moment	M_{smax}	7950	[N·m]
Hmotnost	m_s	71,5	[kg]
Max. průměr přípojného hřídele	d_{lmax}	125	[mm]
Maximální otáčky	n_{max}	3000	[min ⁻¹]

Tab. 2. 1 – Technické parametry spojky [12]

Výměna elastického kroužku se provádí, aniž by musel být pohon rozebrán. (viz Obr. 2.14)

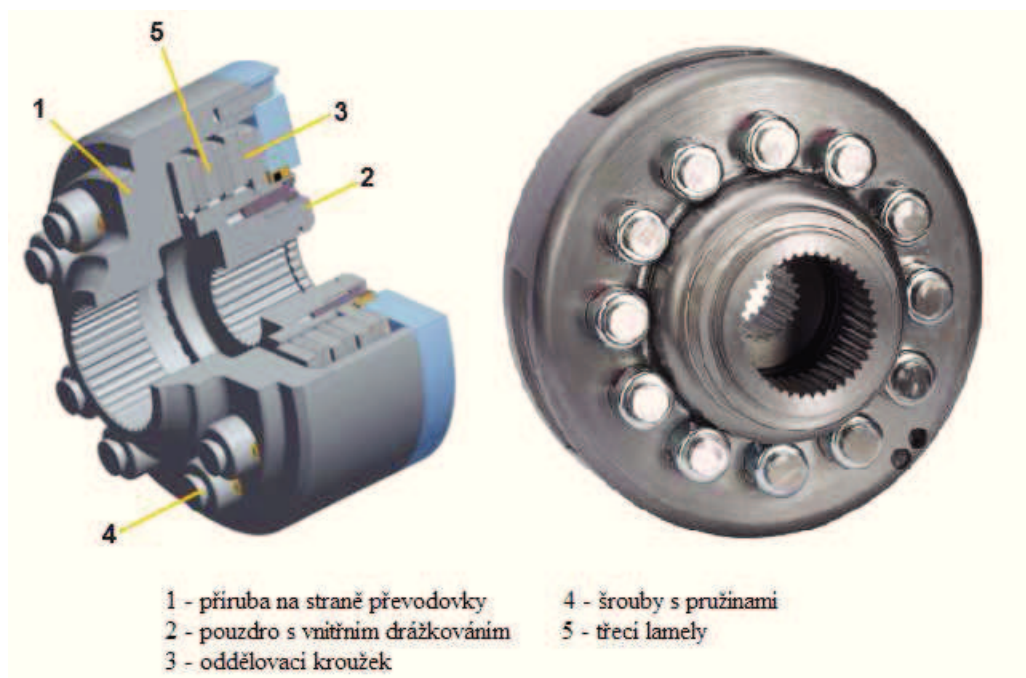


Obr. 2. 14 – Výměna pružného elementu [12]

Při použití pružné spojky není vyřešen rozběh plně zatíženého dopravníku, ani možnost regulace rychlosti. Toto je vyřešeno použitím frekvenčních měničů nebo motorů s proměnnými otáčkami. (viz kapitola 2.6)

2.4. Použití planetové převodovky a spojky omezující točivý moment (PTTtech torque limiter) [13]

Omezovač točivého momentu od americké firmy PT TECH je bezpečnostní zařízení, které omezuje přenášený točivý moment v hnacím systému a funguje na principu lamelové spojky. Když točivý moment přesáhne pevně nastavenou hodnotu (například následkem zaseknutí kusu kamene), dojde k prokluzu lamel, které jsou k sobě přitlačovány silou vyvozenou pružinami. Při krátkodobém překročení nastaveného maximálního točivého momentu disk proklouzne, ale moment se přenáší dál a to díky tomu, že dynamický a statický součinitel tření je téměř stejný. Tímto se zamezí nevratnému poškození tažného prvku, převodovky nebo motoru a předejde se následným časovým prodlevám při opravách. Spojka je umístěna mezi řetězové kolo a převodovku.



Obr. 2. 15 – Spojka omezující kroutcí moment SL – 23. [13]

Příklad parametrů spojky, která je schopná přenést požadovaný výkon motoru:

Název spojky			
SL 23 Torque Limiter			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální moment	M_{smax}	7761	[N·m]
Hmotnost	m_s	36	[kg]
Max. průměr přípojného hřídele	d_{lmax}	125	[mm]
Maximální otáčky	n_{max}	2000	[min ⁻¹]

Tab. 2. 2 – Technické parametry spojky [13]

Výhody použití:

- pohlcuje rázy a špičky zatížení
- ekonomická varianta ochrany pohonu
- není nutný „reset“ zařízení po prokluzu
- bezúdržbová
- snadno měřitelné opotřebení lamel

Nevýhody použití:

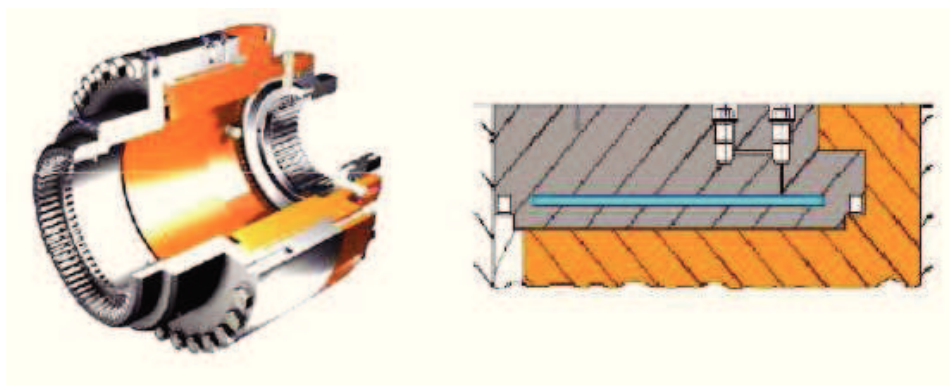
- přesné nastavení přenášeného točivého momentu jen od výrobce
- v případě potřeby řízeného rozběhu dopravníku je nutno použít například frekvenční měnič (viz kapitola 2.6)

2.5. Použití bezpečnostní spojky SafeSet a planetové převodovky [10]

Bezpečnostní spojka SafeSet od firmy VOITH omezuje přenášený točivý moment a umísťuje se mezi řetězové kolo a převodovku. Jejím použitím je zabezpečena ochrana pohonu hřeblového dopravníku proti poškození. Skládá se z vnějšího a vnitřního pouzdra. Vnější pouzdro je opatřeno vnitřní drážkou, do níž je přiveden tlak oleje provozním ventilem. Olej je tlakován na přesně stanovenou hodnotu, při které se vnější pouzdro rozpíná a vytváří tření mezi oběma pouzdry, pomocí kterého je spojka schopna přenášet krouťací moment z převodovky na poháněcí řetězové kolo. Dojde-li k náhlému převýšení stanoveného točivého momentu, který třecí síla nedokáže přenést, pouzdra proklouznou. Můžou nastat tyto varianty:

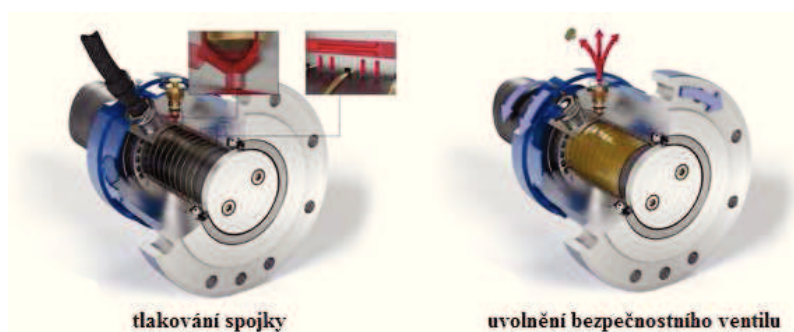
a) při prokluzu pouzder dojde k uvolnění střížného bezpečnostního ventilu, olej vyteče a vyvozená třecí síla pomine. Pouzdra se nezávisle na sobě otáčejí a nežádoucí zatížení se nepřenáší dále na převodovku.

b) pokud střížný ventil není instalován, tak spojka funguje na principu prokluzové spojky. Při nárůstu momentů na nebezpečnou hodnotu, spojka začne prokluzovat a tím se docílí poklesu momentu o 15 – 20 %. Pokud špičkový moment pomine, spojka sama obnoví svou funkci. V případě přetrvání nebezpečného momentu, řídicí systém pohonu zareaguje a vypne elektromotory.



Obr. 2. 16 – Bezpečnostní spojka SafeSet. [10]

Ke každé spojce je třeba mít návod s tabulkou potřebných tlaků, olejovou náplň, náhradní ventily a pumpu. Pro natlakování olejové náplně se používají ruční pumpy a pro dosažení velkých tlaků (až 100 MPa) musí být použit kompresor, dodaný výrobcem spojky.



Obr. 2. 17 – Tlakování a uvolnění spojky [10]

Spojka Safeset se vyrábí v několika provedeních. Pro důlní zařízení je určena výrobní řada s označení ST-KB 100, 125, 140.

Název spojky			
ST – KB 100, 125, 140			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální moment	M_{smax}	625 – 1200	[kN·m]
Hmotnost	m_s	585 – 1332	[kg]
Maximální otáčky	n_{max}	30 – 50	[min ⁻¹]

Tab. 2. 3 – Technické parametry spojky [10]



Obr. 2. 18 – Servisní nářadí [10]

Výhody použití:

- rychlá a přesná ochrana pohonu
- možnost úpravy přenášeného točivého momentu dle zvoleného tlaku
- snadná údržba
- malé opotřebení

Nevýhody použití:

- v případě použití střížného ventilu je nutno natlakovat olej pro obnovení funkce spojky
- nutnost speciálního nářadí
- pořizovací náklady

- v případě potřeby řízeného rozběhu dopravníku je nutno použít například frekvenční měnič (viz kapitola 2.6)

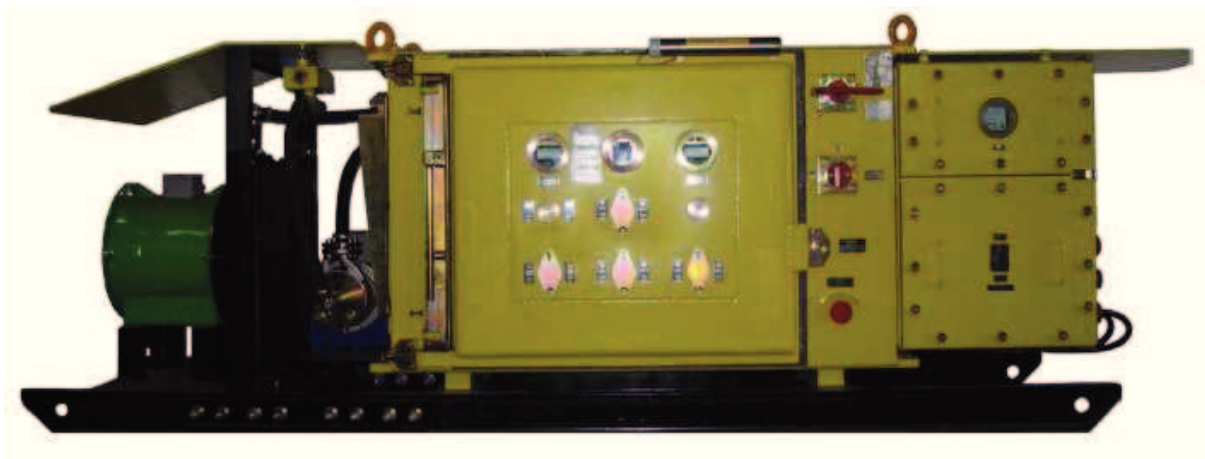
2.6. Pohony využívající k řízení dopravy změnu otáček elektromotoru

U pohonů, které používají pružnou spojku, omezovač točivého momentu PT TECH nebo bezpečnostní spojku SafeSet, je zajištěna ochrana proti nežádoucím vibracím a přetížení elektromotoru, ale není vyřešeno řízení rozběhu dopravníku nebo změna dopravní rychlosti. Proto se u těchto variant může používat řízení elektromotoru pomocí frekvenčního měniče.

2.6.1. Pohon používající frekvenční měnič

Množství vyrubaného uhlí se v průběhu těžby mění. Jednou z možností jak na tuto změnu reagovat a docílit úspory energií, je použití frekvenčního měniče. Pomocí měniče můžeme dle potřeby regulovat otáčky elektromotoru, čímž docílíme změny dopravní rychlosti. U dopravníků, které mají více pohonů, je každý elektromotor opatřen vlastním frekvenčním měničem. Měniče jsou propojeny s řídicí jednotkou a ta vyrovnává výkony všech poháněcích motorů.

Firma Hansen Electric, spol. s r.o. se zabývá výrobou elektrických zařízení pro těžební průmysl. V jejím výrobním programu můžeme najít frekvenční měniče pro řízení důlních dopravníků. Vodou chlazené měniče kmitočtu výstupního napětí jsou vyrobeny v nevýbušném provedení, slouží k plynulé regulaci otáček trojfázových asynchronních elektromotorů s kotvou na krátko a jsou vhodné pro pohony s častými rozjezdy. Výrobní program této firmy nabízí měniče do velikosti výstupní napětí 1140 V. [11]



Obr. 2. 19 – frekvenční měnič [11]

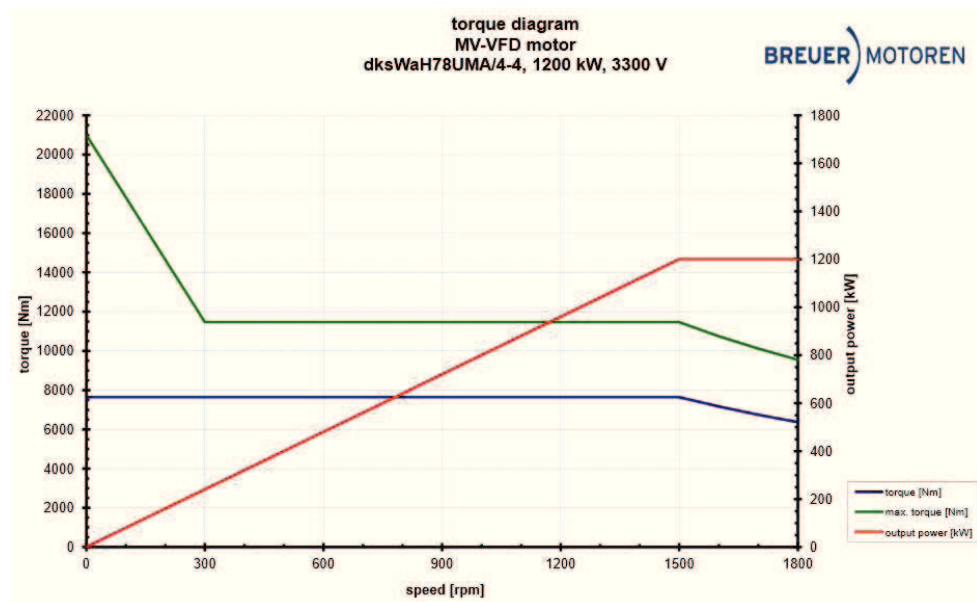
2.6.2. Použití VFD – Motoru

Další variantou řízení dopravní rychlosti je použití VFD – Motorů od firmy BREUER-MOTOREN GMBH. Motor je opatřen frekvenčním měničem zabudovaným přímo v konstrukci motoru. Pracuje na podobném principu jako klasický asynchronní motor připojený k frekvenčnímu měniči. [17]



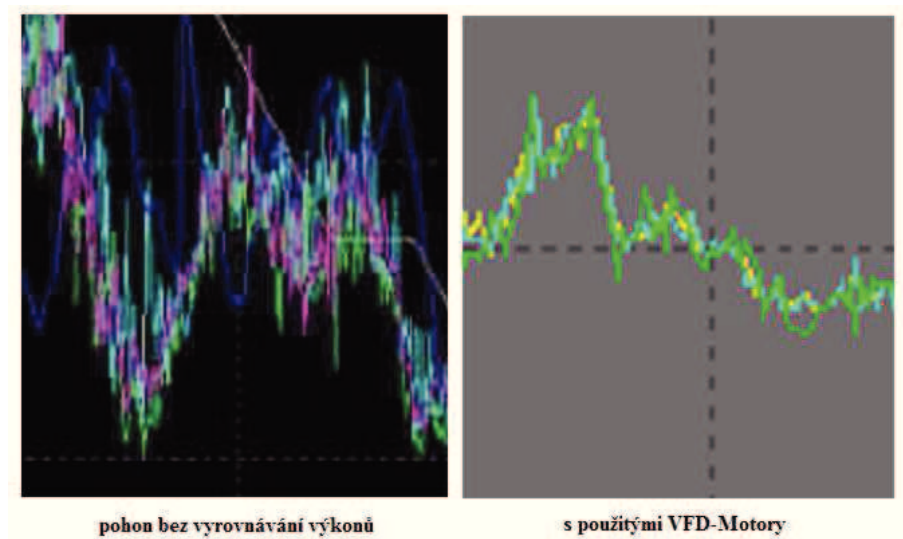
Obr. 2. 20 – VFD-Motor [17]

Po komunikaci s výrobcem motoru mi byly poskytnuty materiály k VFD - Motoru o výkonu 1200 kW s tím, že výkon je plně regulovatelný v celém rozsahu. (viz Obr. 2.21).



Obr. 2. 21 – Možnost řízení VFD-Motoru [17]

Na Obr. 2.23 je znázorněno sdílení výkonů při pohonu s více motory.



Obr. 2. 22 – Vyrovnání výkonu motorů za pomoci softwaru. [17]

Výhody řízení pomocí měničů frekvence:

- velmi přesné vyrovnání výkonů jednotlivých motorů
- úspora energie až o 20-30 %
- bezúdržbový systém
- spolehlivá ochrana všech komponentů proti poškození
- zabránuje úbytkům napětí při rozběhu plně naloženého dopravníku

- vodou chlazené

Nevýhody použití:

- každý motor musí mít svůj frekvenční měnič
- omezená výrobní výkonová řada VFD-Motorů
- malé napětí frekvenčních měničů pro motory o velkých výkonech
- pořizovací náklady

3. Technologické výpočty dopravníku

Aby všechny komponenty dopravníku byly co nejoptimálněji zvoleny, musí být na základě zadaných parametrů proveden technologický výpočet. Stěžejní informací pro volbu tažného prvku je zjištění maximální tažné síly a rozhodujícím faktorem pro návrh poháněcí stanice je výpočet celkového potřebného příkonu pro uskutečnění dopravy.

Provedený výpočet hřeblového dopravníku vychází z výpočtů dle normy ON 44 5721 a je doplněný o nejnovější poznatky v konstrukci hřeblových dopravníků tak, aby výpočet co nejvíce odpovídal skutečnosti. [3]

3.1. Zadané parametry

Cílem výpočtu je získání hodnot, které jsou rozhodujícími pro volbu pohonu porubového hřeblového dopravníku o délce L a vnitřní šířce žlabu B , který pracuje v bezúkloném porubu a zajišťuje přepravu požadovaného dopravního množství Q .

	Značka	Hodnota	Jednotka
Dopravní množství	Q	2500	$[\text{t} \cdot \text{hod}^{-1}]$
Délka dopravníku	L	200	$[\text{m}]$
Vnitřní šířka dopravníku	B	1000	$[\text{mm}]$
Počet zubů řetězového kola	z	7	$[-]$
Dopravní řetěz	-	38x137	$[\text{mm}]$
Rozteč řetězu	KA	200	$[\text{mm}]$
Výkon elektromotoru	P	800	$[\text{kW}]$
Úklon porubní fronty	α	0	$[\text{deg}]$

Tab. 3. 1 – Zadané parametry

3.2. Volené parametry

Další důležité parametry, bez kterých by výpočet nemohl být proveden, byly zvoleny na základě konzultace s odborníkem z firmy OSTROJ a.s. a jsou uvedeny v následující tabulce.

	Značka	Hodnota	Jednotka
Rychlost řetězového pásma	v	1,3	[m·s ⁻¹]
Sypná hmotnost uhlí	δ _s	1350	[kg·m ⁻³]
Dynamický sypný úhel uhlí	ψ _D	25	[deg]
Součinitel plnění	k _φ	0,9	[-]
Součinitel odporu horní větve	k _h	0,45	[-]
Součinitel odporu spodní větve	k _s	0,4	[-]
Součinitel zakřivení tratě	k _z	1,2	[-]

Tab. 3.2 – Volené parametry

3.3. Stanovení dopravního průřezu

Nejprve zjistíme potřebný teoretický dopravní průřez náplně žlabu tak, aby byl dopravník schopen přepravit požadované množství materiálu při zvolené rychlosti dopravy v.

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \delta_s \cdot k_\phi} \quad (3.1)$$

$$S_p = \frac{2500}{3,6 \cdot 1,3 \cdot 1350 \cdot 0,9} = 0,44 \text{ m}^2$$

kde Q – dopravní výkon

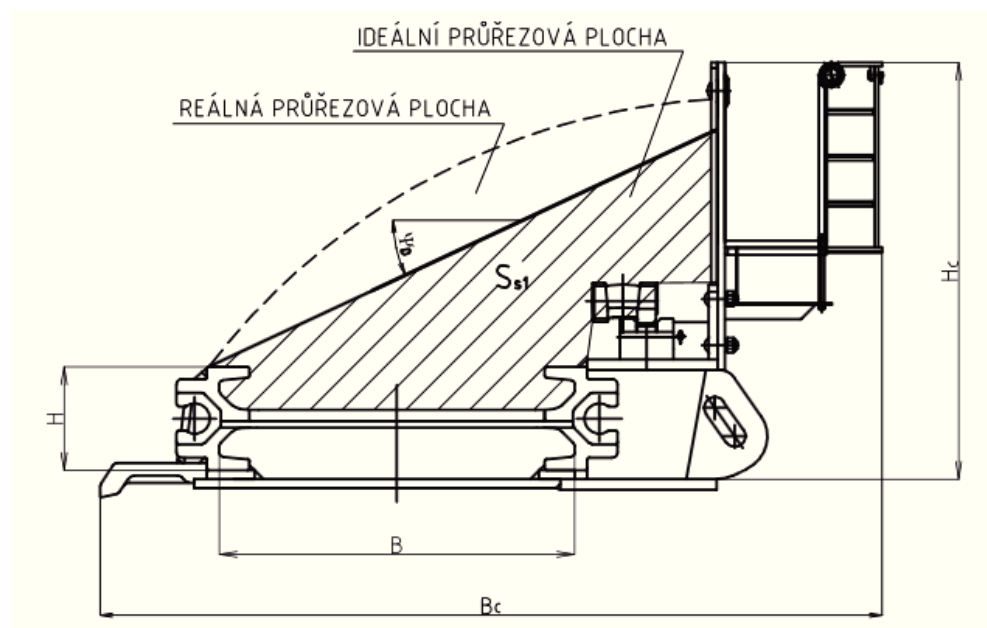
v – rychlost dopravníku

δ_s – měrná hmotnost uhlí

k_φ – součinitel zaplnění

3.3.1. Kontrola potřebného průřezu

Po konzultaci s odborníkem volím rozměry žlabu z praxe, které jsou uvedeny v Tab. 3.3. Dále jsem pomocí softwaru AutoCAD nanesl přímku pod úhlem 25°, která znázorňuje teoretický povrch uhlí a změřil plochu zakreslenou na Obr 3.1.



Obr. 3. 1 – Stanovení dopravního průřezu [16]

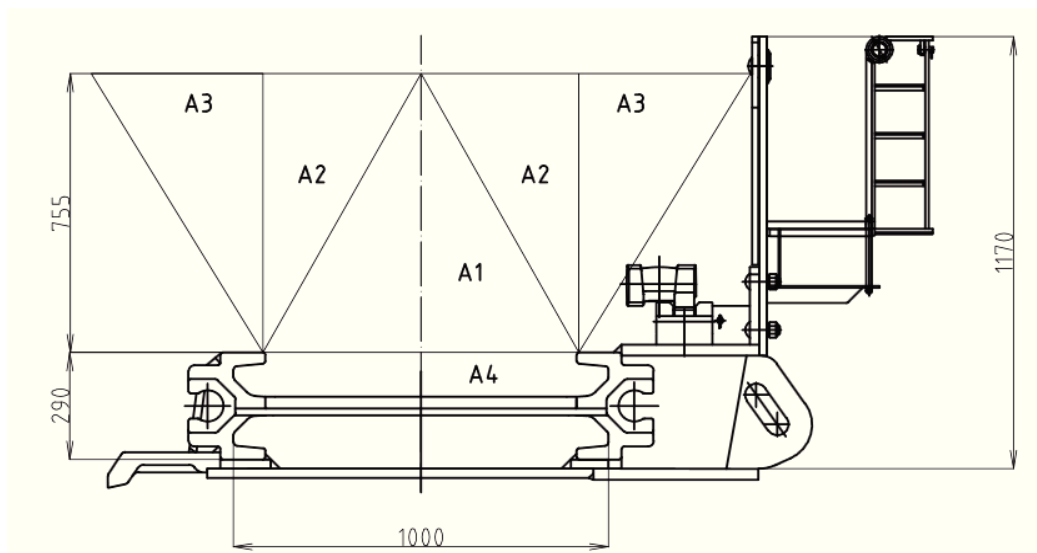
	značka	hodnota	jednotka
Výška bočního E - profilu	H	290	[mm]
Celková výška dopravní tratě	H _c	1340	[mm]
Vnitřní šířka dopravníku	B	1000	[mm]
Vnější šířka dopravní tratě	B _c	1340	[mm]
Dynamický sypný úhel uhlí	ψ _D	25	[deg]
Ideální průřezová plocha	S _{s1}	0,499	[m ²]

Tab. 3.3 – Základní rozměry průřezu žlabu

$$S_{s1} > S_p \quad (3.2)$$

0,499 > 0,44 => Z podmínky vyplývá, že dopravní průřez je dostačující.

Dopravní průřez byl také zkontrolován dle NORMY – AFC (Armoured Face Conveyor) Line Pan Calculation, která je znázorněna na Obr. 3.2. Dle normy je dopravní průřez rozdělen na plochy A1, A2, A3 a A4, které jsou různě procentuálně využité. Rozvržení ploch vychází ze šířky žlabu a výšky, která se nanáší od bočnice žlabu a je závislá na průjezdné výšce dobývacího kombajnu a sypném úhlu dopravovaného materiálu. Obsah jednotlivých ploch byl stanoven pomocí softwaru AutoCAD.



Obr. 3. 2 - Výpočet dopravního průřezu dle normy [16]

Výška dopravovaného materiálu 755 mm byla stanovena po konzultaci s odborníkem z firmy Ostroj. Obsahy jednotlivých ploch byly přepočítány dle procentuálního využití a následně sečteny do celkového využitelného dopravního průřezu S_{s2} . Stanovení dopravního průřezu tímto způsobem se nejvíce blíží skutečnosti. (viz. Tab. 3.4)

Měření skutečného průřezu S_{s2} pomocí softwaru AutoCAD:

Plocha	Obsah [mm ²]	Využitelnost [%]	Využitý obsah
A1	317855	100	317855
A2	318755	50	1593778
A3	346524	20	69305
A4	108378	82	88870
		ΣS_{s2}	635407
		ΣS_{s2}	0,635 [m²]

Tab. 3. 4 – Určení dopravního průřezu

$$S_{s2} > S_p \quad (3.3)$$

0,635 > 0,44 => Z podmínky vyplývá, že dopravní průřez je dostačující.

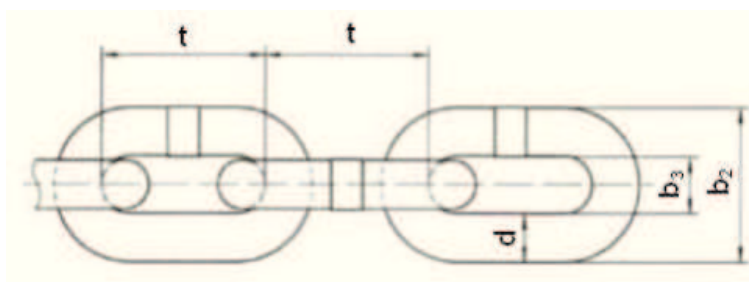
3.4. Volba řetězů a hřebel

Řetězy, hřebel a řetězové spojky vytvářejí řetězový úsek, který je jednou z nejdůležitějších součástí hřeblového dopravníku. Řetěz je nejnamáhanější součástí celého dopravníku, který přenáší točivý moment od poháněcí stanice, ale také statické a dynamické síly, vzniklé při dopravě rubaniny. Aby tento komponent vydržel pokud možno co nejdéle, musí být jeho volba a následná kontrola co nejpreciznější. Navržené řetězy jsou často předimenzované pro jistotu dlouhé životnosti i za cenu vyšších pořizovacích nákladů.

Volím vysokopevnostní, článkový řetěz dle rozměrů definovaných v zadání diplomové práce. Řetěz je od německé firmy THILE, určen pro důlní zařízení a splňuje normu DIN 22252.

Označení řetězu			
TIP – 38x137			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr drátu řetězu	d	38	[mm]
Rozteč článků řetězu	t	137	[mm]
Vnitřní šířka článku (min.)	b_3	41	[mm]
Vnější šířka článku (min.)	b_2	121	[mm]
Testovací síla řetězu	F_{test}	1425	[kN]
Síla na přetržení řetězu	F_B	1920	[kN]
Metrová hmotnost řetězu	m_f	29	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$
Potřebná délka řetězu	l_f	810	[m]

Tab. 3. 5 – Parametry zvoleného řetězu [18]



Obr. 3. 3 – Schéma rozměrů řetězů [18]

Firma THIELE dodává řetězy formou párovaných úseků o délce požadované zákazníkem. Firmou mi bylo sděleno, že nejčastější délka úseku je 50 a 55 m. Dodavatel nabízí služby dodání již montovaného úseku s hřebly v uvedených délkách.

Řetězové úseky se spojují pomocí spojky. Spojka typu TWN 0145 (viz Obr. 3.4) je konstruována pro spojení dvou horizontálních článků, proto je nutné, aby řetězový úsek vždy začínal i končil tímto článkem. V dole je potřeba také mít spojku pro spojení dvou vertikálních článků pro případ přetržení horizontálního článku. Síla pro přetržení spojky je menší než síla potřebná k přetržení řetězu, tak aby byla zaručena ochrana řetězu a nedocházelo k nárůstům počtu spojek v řetězech.

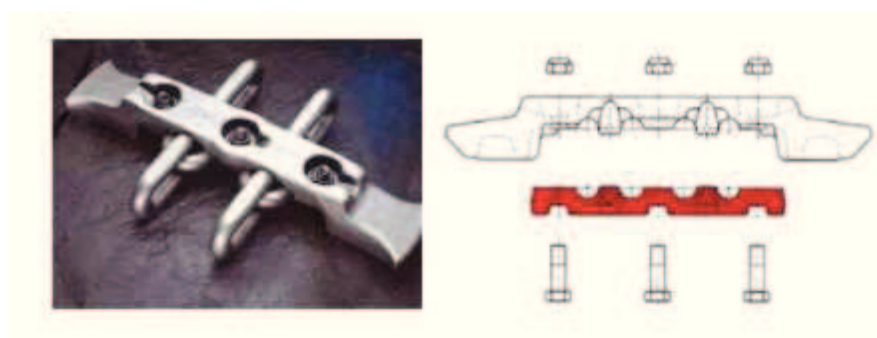


Obr. 3. 4 – Řetězová spojka [18]

Označení řetězové spojky			
TWN - 0145			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr drátu řetězu	d	38	[mm]
Rozteč článků řetězu	t	137	[mm]
Testovací síla spojky	$F_{testřs}$	1360	[kN]
Síla na přetržení spojky	$F_{Břs}$	1610	[kN]
Hmotnost spojky	$m_{řs}$	5,7	[kg]
Potřebný počet spojek	$n_{řs}$	18	[-]

Tab. 3. 6 – Parametry zvolené řetězové spojky [18]

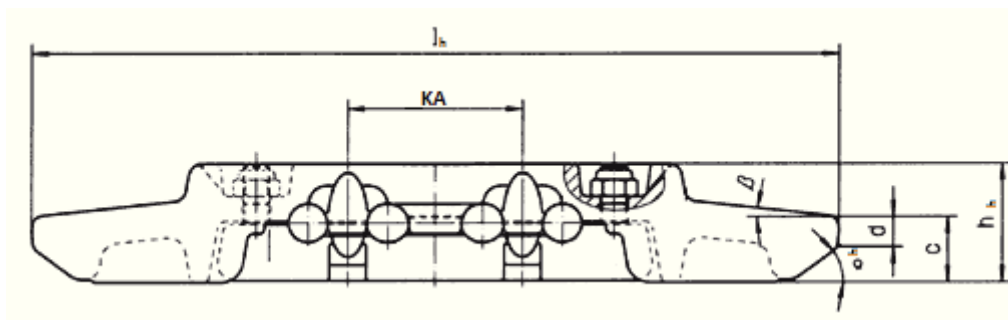
Hřeblo volím také od firmy THIELE, aby byla zaručena kompatibilita mezi řetězem a hřebem. Pro snadnou montáž je hřeblo složené ze dvou kovaných kusů, které jsou navzájem spojeny šrouby. (viz Obr. 3.5) Podmínkou pro použití hřebel v hlubinných dolech je jejich vysoká ohybová tuhost a dobrá otěru vzdornost. Šířka hřeblo je volena na základě zadané vnitřní šířky žlabu. Pro nutnost určení metrové hmotnosti řetězového pásma je stanovena rozteč hřebel pomocí počtu článků řetězu mezi jednotlivými hřebly. Pro výpočet volím, že hřeblo bude na každém šestém článku řetězu.



Obr. 3. 5 - Schéma hřeblo [18]

Označení hřeblo			
JT/988/38/200			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Rozměr použitého řetězu	-	38x137	[-]
Rozteč řetězu	KA	200	[mm]
Délka hřeblo	l_h	988	[mm]
Úhel sklonu spodní části hřeblo	α_h	45	[deg]
Výška hřeblo	h_h	118	[mm]
Výška boku hřeblo	c	75	[mm]
Hmotnost hřeblo	m_h	61,7	[kg]
Potřebný počet hřebel	n_h	495	[-]
Materiál hřeblo	-	42CrMo4	[-]
Velikost utahovacích šroubů	-	M27x80	[-]

Tab. 3. 7 – Parametry zvoleného hřeblo [18]



Obr. 3. 6 – Schéma rozměrů hřeblo [18]

3.5. Výpočet průběhů tahových sil na dopravní trati [3]

Výpočet hřeblového dopravníku vychází z normy ON 445721. Vzhledem k modernizaci technologií a neustálému vývoji byl výpočet konzultován s odborníkem na hřeblové dopravníky z firmy OSTROJ a.s. a byl upraven tak, aby co nejvíce odpovídal skutečnosti.

3.5.1. Výpočet měrné hmotnosti řetězového pásma

$$q_{řp} = n_{ř} \cdot m_{ř} + \frac{m_h}{n_{č} \cdot t} \quad (3.4)$$

$$q_{řp} = 2 \cdot 29 + \frac{61,7}{6 \cdot 0,137} = 133,06 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde $n_{ř}$ – počet řetězů

$m_{ř}$ – hmotnost řetězu

m_h – hmotnost hřeblo

$n_{č}$ – počet článků mezi hřebly

t – rozteč článků řetězu

3.5.2. Výpočet měrné hmotnosti materiálu

$$q_m = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (3.5)$$

$$q_m = \frac{2500}{3,6 \cdot 1,3} = 534,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

kde Q – dopravní výkon

v – rychlost řetězového pásma

3.5.3. Výpočet tahů v horní větvi

Tah v horní větvi dopravníku odpovídá síle potřebné k překonání všech pohybových odporů, které vznikají při dopravě materiálu. Síla je rovna součtu (při dovrchní dopravě) nebo rozdílu (při úpadní dopravě) vodorovné a svislé složky všech odporů. Ve výpočtu jsou zahrnuty dva koeficienty a to součinitel odporu spodní větve k_h , který zohledňuje tření materiálů a řetězového pásma s hřebly o žlab a součinitel zakřivení tratě k_z .

$$F_h = L \cdot (q_{rp} + q_m) \cdot g \cdot k_h (\cos \alpha \pm \sin \alpha) \cdot k_z \quad (3.6)$$

$$F_h = 200 \cdot (133,06 + 534,19) \cdot 9,81 \cdot 0,45 \cdot (\cos(0) + \sin(0)) \cdot 1,2 = 706938 \text{ N}$$

kde L – délka dopravníku

k_h – součinitel odporu horní větve (Tab. 3.2)

k_z – součinitel zakřivení tratě, pro příčně posouváný dopravník je roven 1,2 [1]

α – úklon porubní fronty

3.5.4. Výpočet tahů ve spodní větvi

Výpočet tahu ve spodní větvi je založen na stejném principu jako v horní větvi. Jediný rozdíl spočívá ve skutečnosti, že ve spodní větvi není dopravován materiál, a proto je ze vzorce vynechaná měrná hmotnost materiálu. Součinitel odporu spodní větve k_s zohledňuje pouze tření řetězového pásma s hřebly o žlab.

$$F_s = L \cdot q_{rp} \cdot g \cdot (k_s \cdot \cos \alpha \mp \sin \alpha) \cdot k_z \quad (3.7)$$

$$F_s = 200 \cdot 133,06 \cdot 9,81 \cdot (0,4 \cdot \cos(0) - \sin(0)) \cdot 1,2 = 125311 \text{ N}$$

kde k_s – součinitel odporu horní větve (Tab. 3.2)

k_z – součinitel zakřivení tratě, pro příčně posouváný dopravník je roven 1,2 [1]

3.5.5. Určení velikosti napínací síly F_z

Napínací síla je důležitá pro eliminaci průhybu řetězů, neboť řetěz je schopen přenášet jen tahové síly. Napnutím řetězu je také docíleno snížení rázů při rozjezdu dopravníku. Napínací síla se vypočte jako jedna čtvrtina součtu tahů v horní a spodní větvi dopravníku.

$$F_z = \frac{F_h + F_s}{4} \quad (3.8)$$

$$F_z = \frac{706938 + 125311}{4} = 208062 \text{ N}$$

3.5.6. Určení tahů v charakteristických místech dopravního řetězu

- a) Výpočet nabíhající síly na řetězové kolo poháněcí stanice, která se nachází na vratné straně dopravníku

$$F_{nA} = F_s + F_z \quad (3.9)$$

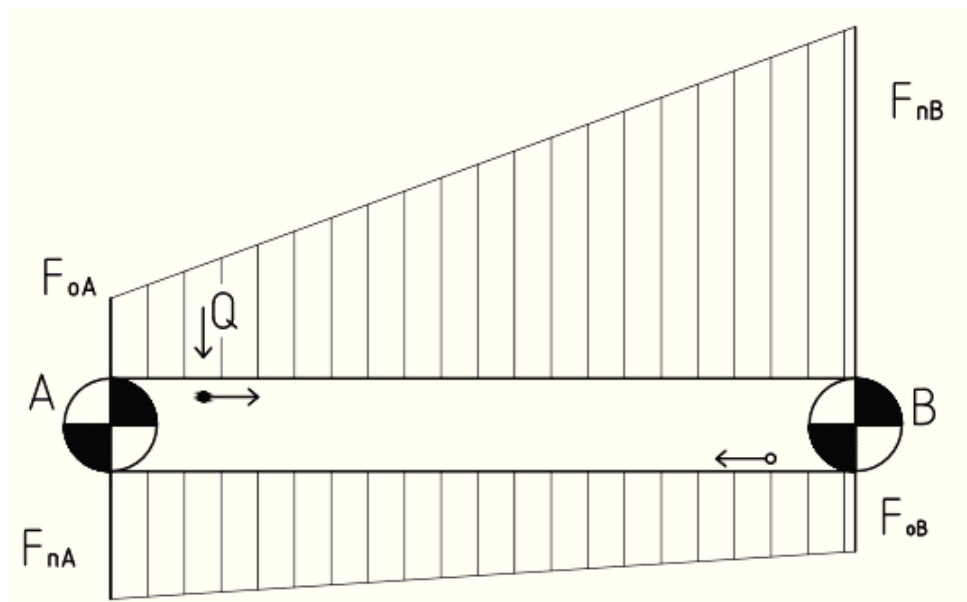
$$F_{nA} = 125311 + 208062 = 333373 \text{ N}$$

- b) Výpočet nabíhající síly na řetězové kolo poháněcí stanice, která se nachází na výsypné straně dopravníku

$$F_{nB} = F_h + F_z \quad (3.10)$$

$$F_{nB} = 706938 + 208062 = 915000 \text{ N}$$

Průběh tahů je znázorněn na Obr. 3.7, síly jsou zakresleny v měřítku. Odbíhající síly na řetězových kolech F_{oA} a F_{oB} jsou rovny napínací síle. Z obrázku je patrné, že největší tahová síla je v místě náběhu na poháněcí řetězové kolo F_{nB} na výsypné straně dopravníku.



Obr. 3. 7 – Průběh tažné síly po dopravní trase

3.6. Výpočet výkonu motorů

3.6.1. Výpočet celkové obvodové síly

Pro výpočet výkonu pohonu je třeba stanovit celkovou obvodovou sílu na hnacím řetězovém kole. Vzhledem k velikosti tahu v řetězovém pásmu v místě náběhu na poháněný řetězový buben (F_{nB}) budu počítat s variantou pohonů na obou stranách dopravníku. Pro tuto variantu se celková obvodová síla v řetězovém pásmu stanovíme sečtením tahů v dolní a horní větvi.

$$F_c = F_h + F_s \quad (3.11)$$

$$F_c = 706938 + 125311 = 832249 \text{ N}$$

3.6.2. Výpočet potřebného příkonu pro pohon dopravníku

Potřebný příkon je vypočten dle vztahu (3.12) a vychází ze závislosti celkové obvodové síly na dopravní rychlosti a účinnosti pohonu, která zahrnuje účinnost všech komponentů. Pro předběžné stanovení výkonu volím účinnost pohonu 0,765 [-].

$$P_P = \frac{F_c \cdot v}{\eta \cdot 1000} \quad (3.12)$$

$$P_P = \frac{832249 \cdot 1,3}{0,765 \cdot 1000} = 1414 \text{ kW}$$

3.6.3. Stanovení počtu elektromotorů

Na základě zadání diplomové práce, ve kterém byl definován výkon elektromotoru $P = 800 \text{ kW}$, je stanoven počet potřebných elektromotorů dle následujícího výpočtu:

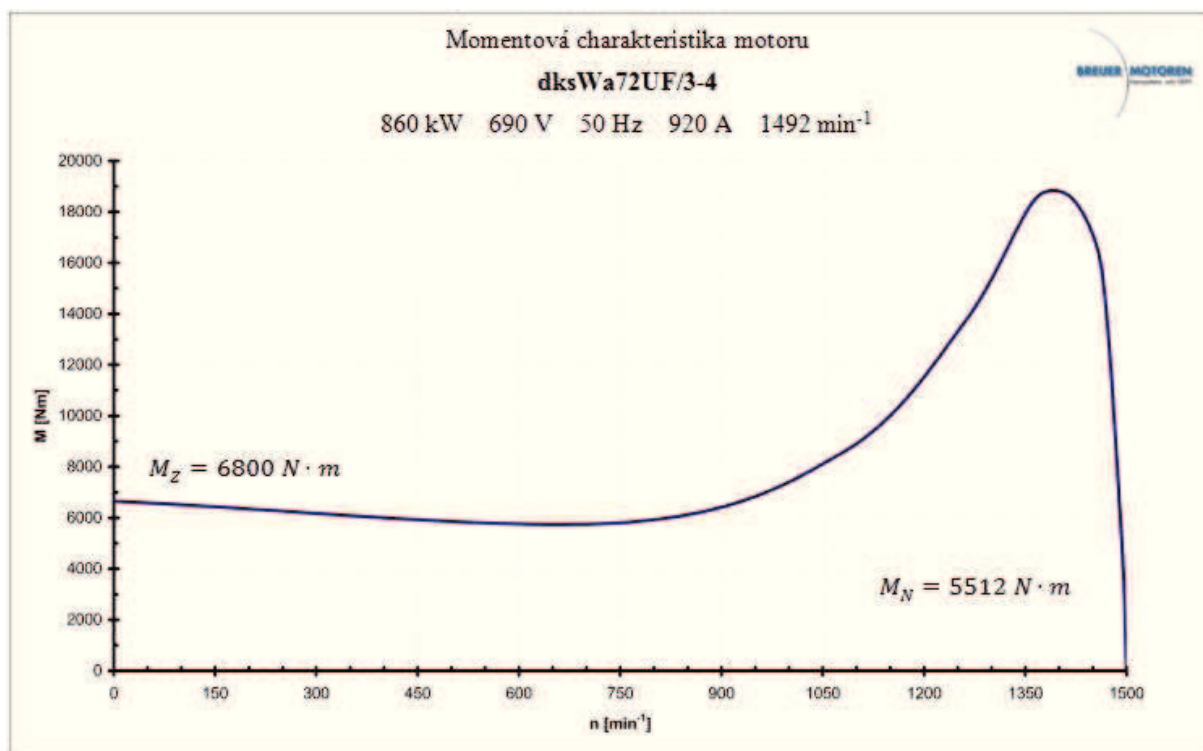
$$n_e \geq \frac{P_P}{P} \quad (3.13)$$

$$n_e \geq \frac{1414}{800} = 1,77 \Rightarrow \text{volím dva elektromotory}$$

Vzhledem k zadanému výkonu byl zvolen asynchronní elektromotor od německé firmy specializující se na motory pro důlní techniku BREUER-MOTOREN GMBH & CO. KG. Motor je vodou chlazený, splňuje bezpečnostní podmínky pro používání v dole a k pohonu se připojuje pomocí příruby. Parametry zvoleného elektromotoru jsou uvedeny v Tab. 3.8.

Označení motoru			
dksWa72UF/3-4			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	BREUER	[-]
Výkon elektromotoru	P_M	860	[kW]
Otáčky elektromotoru	n_M	1492	$[\text{min}^{-1}]$
Jmenovitý moment motoru	M_N	5512	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
Záběrový moment motoru	M_Z	6800	$[\text{N}\cdot\text{m}]$
Moment setrvačnosti motoru	M_{SM}	29	$[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$
Počet fází elektromotoru	-	3	[-]
Jmenovité napětí elektromotoru	U_M	690	[V]
Frekvence	f_M	50	[Hz]
Účinnost elektromotoru	η_M	0,97	[-]
Hmotnost	m_M	4500	[kg]
Počet elektromotorů	n_e	2	[-]
Způsob chlazení	-	vodní	[-]

Tab. 3. 8 – technické parametry zvoleného motoru [17]



Obr. 3. 8 – Momentová charakteristika zvolených motorů [17]

3.7. Volba převodovky

Výstupní otáčky motoru musí být upraveny na potřebné otáčky řetězového kola tak, aby byla zaručena potřebná dopravní rychlost. U hřeblových dopravníků se nejčastěji používají planetové převodovky, které dosahují velkých převodových poměrů při zachování malých rozměrů, přičemž vstupní i výstupní hřídel je na jedné ose. Převodovka je k pohonu připevněna přírubově stejně jako poháněcí motor.

3.7.1. Výpočet roztečného průměru řetězového kola [7]

Roztečný průměr řetězového kola je stěžejní parametr pro stanovení převodového poměru převodovky. Výpočet vychází z normy DIN 22256 a je závislý na počtu zubů z , na průměru drátů řetězu d a na rozteči článků řetězu t . Všechny hodnoty byly specifikovány v zadání diplomové práce. (viz Tab. 3.1)

$$D_{rB} = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin\left(\frac{90^\circ}{z}\right)}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\left(\frac{90^\circ}{z}\right)}\right)^2} \quad (3.14)$$

$$D_{rB} = \sqrt{\left(\frac{137}{\sin\left(\frac{90}{7}\right)}\right)^2 + \left(\frac{38}{\cos\left(\frac{90}{9}\right)}\right)^2} = 616,9 \text{ mm}$$

Dle normalizovaných průměrů volím roztečný poloměr 617 mm.

3.7.2. Výpočet úhlové rychlosti řetězového bubnu

$$\omega_B = \frac{2 \cdot v}{D_{rB}} \quad (3.15)$$

$$\omega_B = \frac{2 \cdot 1,3}{0,6169} = 4,21 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde v – rychlost dopravníku

D_{rB} – roztečný průměr řetězového kola

3.7.3. Výpočet otáček řetězového bubnu

$$n_B = \frac{\omega_B}{2 \cdot \pi} \quad (3.16)$$

$$n_B = \frac{4,21}{2 \cdot \pi} = 0,67 \text{ s}^{-1}$$

3.7.4. Potřebný převodový poměr

Převodový poměr je stanoven jako poměr vstupních otáček motoru k výstupním otáčkám převodovky.

$$i_{pP} = \frac{n_M}{60 \cdot n_B} \quad (3.17)$$

$$i_{pP} = \frac{1492}{60 \cdot 0,67} = 37,11$$

Německá firma Wolfgang Preinfalk GMBH je tradičním výrobcem převodovek pro různé odvětví průmyslu. Do nabídky pro těžbařský průmysl zařazuje jak kuželové planetové převodovky řady PKPL, tak planetové převodovky PSPL pro kolmý pohon hřeblového dopravníku. Mají integrovaný chladič oleje a jsou v nevýbušném provedení. Výrobce také uvádí, že všechny přípojné rozměry jsou ve standardu DIN.

Na základě zadání diplomové práce, výpočtu převodového poměru a výkonu zvolených elektromotorů volím převodovku PKPL – 45Z pro kolmý pohon a PSPL – 45Z pro rovnoběžně uspořádání pohonu.

Označení převodovek			
PKPL–45Z / PSPL–45Z			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	PREINFALK	[-]
Převodový poměr převodovky	i_p	39	[-]
Maximální točivý moment	M_{Pmax}	450000	[N·m]
Maximální přenositelný výkon	P_{Pmax}	880	[kW]
Průměr vstupního hřídele	d_p	120	[mm]
Hmotnost převodovek	m_{pr}	7600 / 4450	[kg]
Počet převodovek	n_{pr}	1 / 1	[-]
Účinnost převodovky	η_p	0,85	[-]

Tab. 3. 9 – technické parametry zvolených převodovek [15]

3.7.5. Výpočet točivého momentu na výstupu z převodovky

Vynásobením točivého momentu motoru a převodového poměru převodovky, získáme maximální točivý moment, který může být přenesen na hřídel řetězového kola pohonné jednotky. Na tento moment je hřídel dimenzována. Dále můžeme porovnat vypočtený moment s maximálním točivým momentem, který je převodovka schopna přenést. Z podmínky $M_{Pmax} > M_P$ vyplývá, že zvolená převodovka dokáže přenést maximální točivý moment od motoru na hřídel řetězového bubnu.

$$M_P = M_M \cdot i_p \quad (3.18)$$

$$M_p = 5512 \cdot 39 = 214968 \text{ N} \cdot m$$

3.7.6. Výpočet výstupního záběrového točivého momentu z převodovky

$$M_{vz} = M_p \cdot \frac{M_Z}{M_N} \quad (3.19)$$

$$M_{vz} = 214968 \cdot \frac{6800}{5512} = 265200 \text{ N} \cdot m$$

3.8. Kontrola dopravovaného množství materiálu

Protože hlavním úkolem dopravníku je přepravit vyrubané uhlí z porubu v požadovaném množství, které je určené dopravním výkonem Q , je potřeba zkontrolovat skutečné dopravní množství, které je dopravník schopen přepravit v závislosti na zvolených komponentech.

Převodový poměr zvolené převodovky není přesně shodný s potřebným převodovým poměrem. Musel být zvolen s ohledem na výrobní program daného výrobce, proto je nejprve proveden výpočet skutečné rychlosti řetězu v_s .

$$v_s = \frac{\pi \cdot n_M \cdot D_{rB}}{60 \cdot i_p} \quad (3.20)$$

$$v_s = \frac{\pi \cdot 1492 \cdot 0,6169}{60 \cdot 39} = 1,24 \text{ m} \cdot s^{-1}$$

Pro stanovení skutečné rychlosti dopravovaného materiálu Δv_s je třeba znát rychlost dobývacího kombajnu, který odděluje rubaninu z uhelné sloje a nahrnuje jí na dopravník. Rychlost dobývacího kombajnu volím po konzultaci s odborníkem $v_{dk} = 17 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.

Poté skutečnou rychlost dopravovaného materiálu vypočteme jako rozdíl rychlosti řetězového pásma a rychlosti dobývacího kombajnu dle následujícího vztahu:

$$\Delta v_s = v_s - \frac{v_{DK}}{60} \quad (3.21)$$

$$\Delta v_s = 1,24 - \frac{17}{60} = 0,96 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dosazením do následujícího vztahu zjistíme skutečný dopravní výkon a provedeme porovnání se zadaným dopravním výkonem.

$$Q_s = 3,6 \cdot S_{s2} \cdot \Delta v_s \cdot \delta s \cdot k_\varphi \quad (3.22)$$

$$Q_s = 3,6 \cdot 0,635 \cdot 0,96 \cdot 1350 \cdot 0,9 = 2666 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

$Q_s > Q \Rightarrow$ Z podmínky vyplývá, že zvolené motory s převodovkami jsou schopny přepravit požadované množství uhlí.

3.9. Kontrola pohonu při rozběhu dopravníku

Volbu pohonu je nutno podložit provedením kontrolního výpočtu, kdy zvolený elektromotor zkontrolujeme, zda je schopen rozběhnout dopravník v určitém čase. Všechny odpory vznikající při dopravě jsou redukovány na točivý moment na hřídeli elektromotoru. [4]

Výpočet redukováného točivý momentu na hřídeli motoru

$$M_{red} = \frac{1}{n_e \cdot \eta_e \cdot \eta_p \cdot i_p} \cdot \frac{D_{TB}}{2} \cdot \left[F_c + L \cdot (q_{rp} + q_m) \cdot \frac{v_s}{t_r} \right] \quad (3.23)$$

$$M_{red} = \frac{1}{2 \cdot 0,97 \cdot 0,85 \cdot 39} \cdot \frac{0,6169}{2} \cdot \left[832249 + 200 \cdot (133,06 + 534,19) \cdot \frac{1,24}{10} \right]$$

$$M_{red} = 4071 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{red} < M_N \quad (3.24)$$

$4071 < 5512 \Rightarrow$ Zvolený motor splňuje podmínku.

kde n_e – počet elektromotorů (viz Tab. 3.8)

η_e – účinnost elektromotorů (viz Tab. 3.8)

η_p – účinnost převodovky (viz Tab. 3.9)

i_p – převodový poměr převodovky (viz Tab. 3.9)

F_c – celková obvodová síla (3.11)

t_r – doba rozběhu dopravníku, volím 10 [s]

4. Volba ostatních komponentů pohonu

Náklady na pohon jsou velmi vysoké. Aby byla zaručena ochrana pohonu a možnost řízení rozběhu i provozu dopravníku se pohony vybavují dalšími zařízeními popsány v kapitole 2. Dle výhod a nevýhod uvedených v této kapitole, volím do pohonu další dva komponenty - hydrodynamickou rozběhovou spojku a bezpečnostní spojku SafeSet.

4.1. Volba hydrodynamické rozběhové spojky

Volím hydrodynamickou spojku od německé firmy VOITH. Spojka, která bude umístěna mezi motorem a převodovkou, je součástí nosného krytu, který umožňuje přírubové připevnění motoru a převodovky. Točivý moment se přenáší přes nasunuté hřídele motoru i převodovky s těsnými pery. Spojka zajistí plynulý rozběh plně naloženého dopravníků, aniž by došlo k přetížení elektromotoru. Změnou množství kapalinové náplně lze regulovat rychlost dopravy při jmenovitých otáčkách elektromotoru. Spojka také dobře kompenzuje rázy způsobené při dopravě rubaniny.

Označení hydrodynamické spojky			
562 DTP KWL2 – 1000			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	VOITH	[-]
Maximální točivý moment	M_{hsmax}	18000	[N·m]
Účinnost spojky	η_{hs}	0,96	[-]
Hmotnost spojky	m_{hs}	2100	[kg]
Doba rozběhu spojky	t_{hs}	25 - 40	[s]
Způsob plnění spojky	-	řízené	[-]

Tab. 4. 1 – Parametry zvolené hydrodynamické spojky [10]

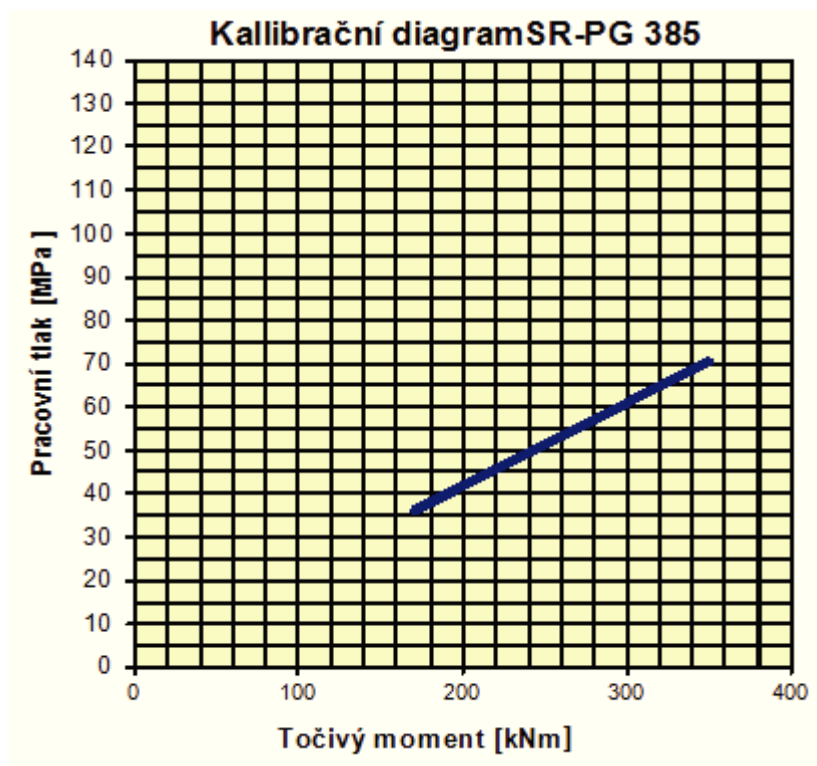
4.2. Volba bezpečnostní spojky SafeSet

Protože porubové hřeblové dopravníky jsou často zatěžovány náhlým uvolněním uhlí ze sloje, dochází často k přetížení pohonu. Pro zaručení jeho bezpečnosti je zvolena bezpečnostní spojka SafeSet, která je také od německé firmy VOITH a bude umístěna mezi převodovku a řetězovým kolem. Spojka slouží ke kompenzaci špičkových momentů a bude pracovat na principu prokluzové spojky. Nebude opatřena střížným ventilem. Při nárůstu momentů na nebezpečnou hodnotu, spojka začne prokluzovat a tím se docílí poklesu momentu o 15 – 20 %. Pokud špičkový moment pomine, spojka sama obnoví svou funkci. V případě přetrvání nebezpečného momentu, řídicí systém pohonu zareaguje a vypne elektromotory. Reakční doba spojky je v řádech milisekund. Tímto je zabráněno nevratnému poškození jak komponentů pohonu, tak řetězového pásma.

Spojka SafeSet se vyrábí v několika variantách. Pro pohon hřeblového dopravníku volím na základě konzultace a materiálů poskytnutých zástupcem firmy VOITH spojku SR-PG 385. Spojka se do pohonu připojuje pomocí 12 lícovaných šroubů. [A]

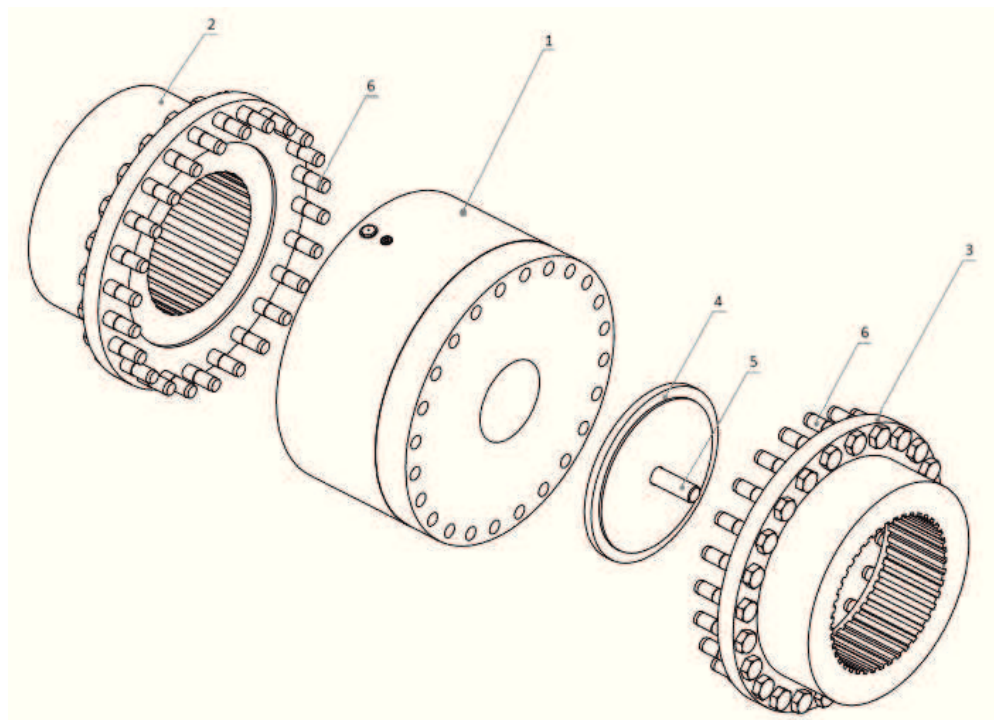
Označení bezpečnostní spojky			
SafeSet SR-PG 385			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	VOITH	[-]
Maximální točivý moment	M_{ssmax}	350	[kN·m]
Moment setrvačnosti	M_{ss}	17	[kg·m ²]
Hmotnost spojky	m_{ss}	426	[kg]
Pracovní tlak	p_{ss}	35-70	[MPa]

Tab. 4. 2 – Parametry zvolené spojky [10]



Obr. 4. 1 – kalibrační diagram bezpečnostní spojky [10]

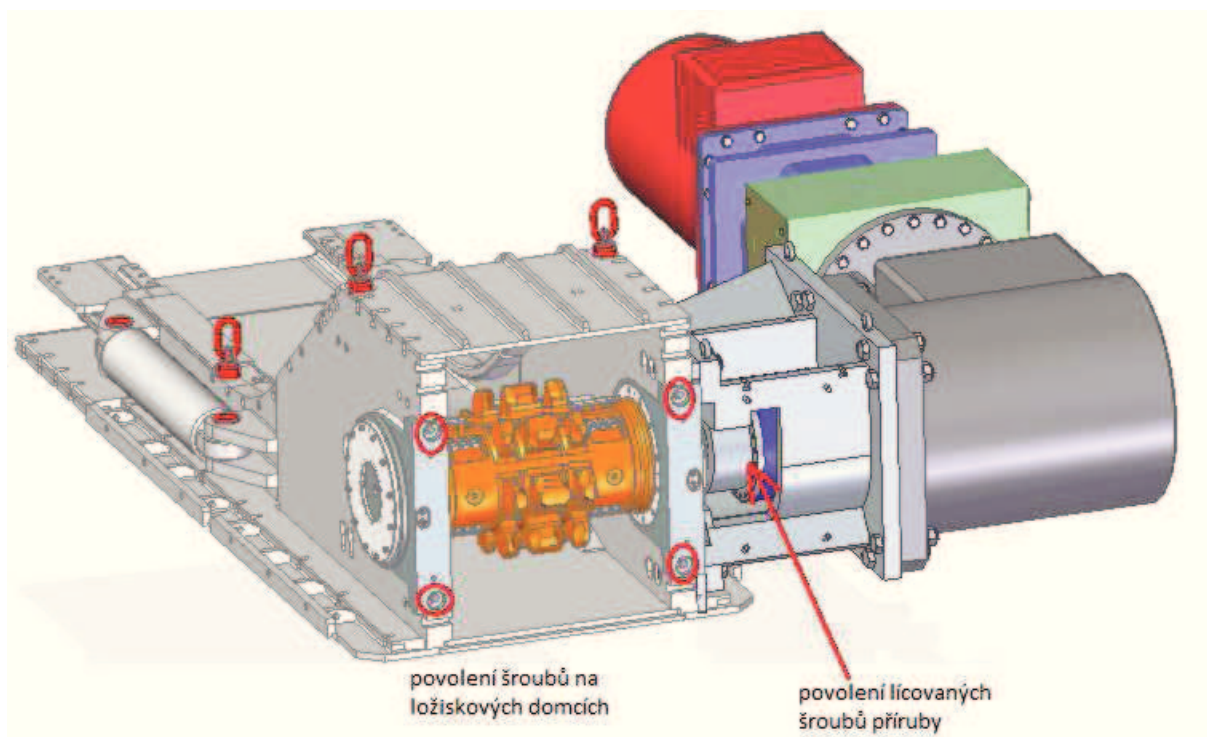
Aby bylo možno umístit bezpečnostní spojku SafeSet (1) mezi drážkové hřídele řetězového kola a výstupního hřídele převodovky, budou na spojku připevněny příruby s vnitřním drážkováním. Příruba na straně řetězového kola (2) a příruba na straně převodovky (3) jsou připevněny ke spojce pomocí lícovaných šroubů (6). Příruba (3) bude připevněna na drážkové hřídeli převodovky pomocí víčka (4) a šroubu (5). (viz. Obr. 4.2)



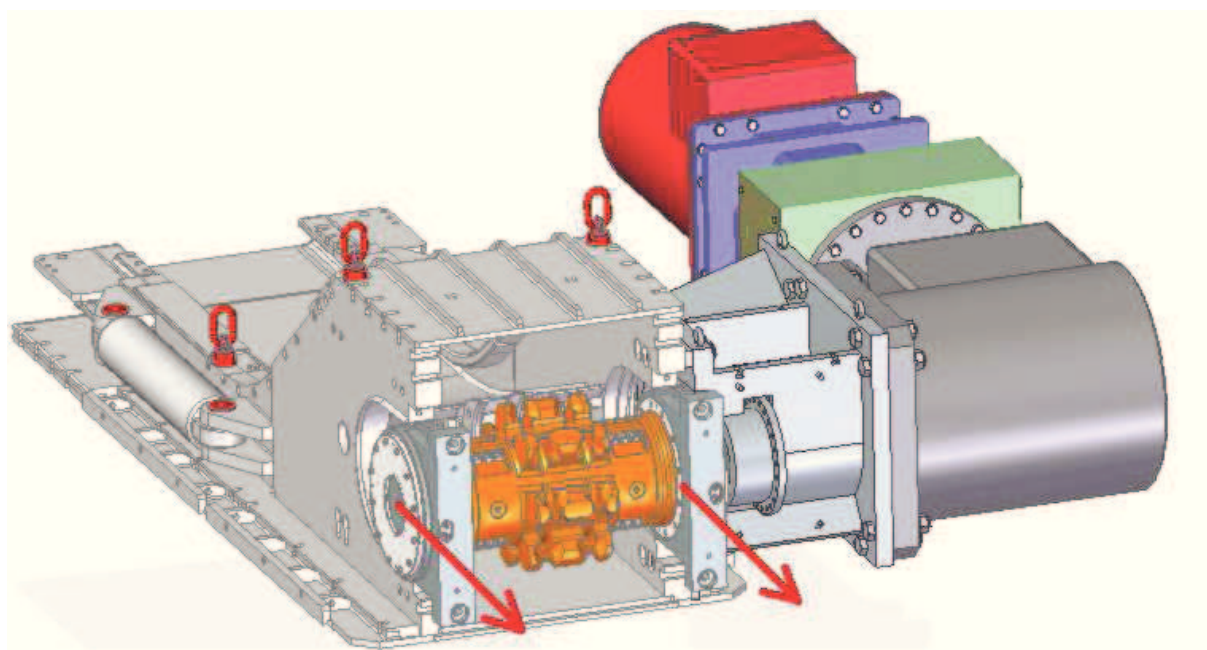
Obr. 4. 2 – Schéma bezpečnostní spojky s přírubami

4.2.1. Demontáž řetězového kola

Díky přírubovému upevnění spojky není nutno při demontáži řetězového kola odmontovávat pohon od rámu poháněcí stanice. Lícované šrouby na straně řetězového kola jsou vyjmuty a tím je přerušeno spojení mezi řetězovým kolem a spojkou SafeSet. Po uvolnění ložiskových domků řetězového kola je možno díky postrannímu otvoru nosného krytu celý řetězový buben i s ložisky vysunout mimo rám. Na obrázcích 4.3 a 4.4 je zachycena demontáž řetězového kola na poháněcí stanici vratného konce dopravníku s rovnoběžným uspořádáním pohonu. V případě demontáže řetězového kola na výsypném konci dopravníku se postupuje obdobně.



Obr. 4. 3 – Uvolnění řetězového kola



Obr. 4. 4 – Demontáž řetězového kola

5. Pevnostní výpočty

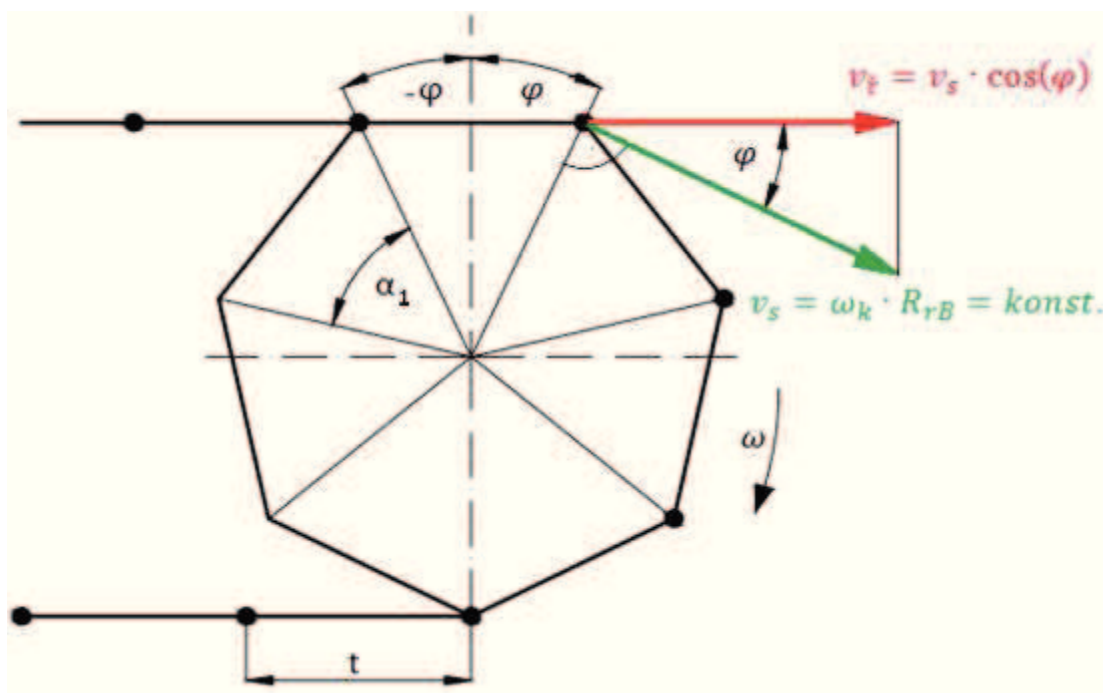
5.1. Kontrola zvoleného řetězu [4]

Při přenášení tažné síly z řetězového kola na řetěz vzniká rázové zatížení řetězu. To se projevuje vznikem dynamické síly, neboť rychlost řetězu v_s , je závislá na úhlu natočení řetězového kola φ , které se v průběhu otáčení mění. Dynamická síla může svou velikostí přesáhnout i tah v horní větvi dopravníku, proto je třeba při kontrole řetězu s touto silou počítat. [4]

5.1.1. Výpočet dynamické síly

Dynamická síla F_D se vypočítá ze vztahu (5.1). Nejprve stanovíme maximální zrychlení řetězu na řetězovém bubnu a_{fMAX} .

$$F_D = 3 \cdot m_{red} \cdot a_{fMAX} \quad (5.1)$$



Obr. 5. 1 – Dynamické síly v řetězu při náběhu na řetězové kolo

Výpočet úhlu mezi dvěma nejbližšími zuby řetězového kola

Úhel je nepřímo úměrný počtu zubů z , který byl definován v zadání. (viz Tab. 3.1)

$$\alpha_1 = \frac{360}{z} \quad (5.2)$$

$$\alpha_1 = \frac{360^\circ}{7} = 51,43 \text{ deg}$$

Výpočet obvodové rychlosti řetězového kola

$$v_s = \omega_k \cdot R_{rB} \quad (5.3)$$

kde ω_k – úhlová rychlost řetězového kola

R_{rB} – poloměr řetězového kola

Výpočet proměnlivé rychlosti řetězu na řetězovém kole je dán vztahem

$$v_{\dot{r}} = v_s \cdot \cos(\varphi) \quad (5.4)$$

kde φ – úhel natočení řetězového kola a nabývá hodnot v intervalu $\varphi \in \langle -\frac{\alpha}{2}, \frac{\alpha}{2} \rangle$

Z rovnice (5.4) vyplývá, že pohyb řetězu je nerovnoměrný. Jeho rychlost se cyklicky mění v závislosti na úhlu natočení řetězového kola φ . Jak je známo goniometrická funkce kosinus nabývá největší hodnoty 1 a to při úhlu 0° , proto i rychlost řetězu na řetězovém kole nabývá největší hodnoty v tomto místě.

$$v_{\dot{r}} = v_s \cdot \cos(\varphi)$$

$$v_{\dot{r}} = 1,24 \cdot \cos(0) = 1,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_{\dot{r}} = 1,24 \cdot \cos\left(-\frac{51,43}{2}\right) = 1,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_{\dot{r}} = 1,24 \cdot \cos\left(\frac{51,43}{2}\right) = 1,12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dosazením vztahů (5.3) do (5.4) dostaneme výraz (5.6). Provedeme jeho derivaci podle času a jeho následnou úpravou dostaneme vztah (5.7).

$$v_{\dot{r}} = \omega_k \cdot R_{rB} \cdot \cos(\varphi) \quad (5.6)$$

$$a_{\dot{r}} = -\omega_k^2 \cdot R_{rB} \cdot \sin(\varphi) \quad (5.7)$$

Upravením vztahu (5.3) a jeho dosazením do (5.7) vznikne konečný vztah pro výpočet zrychlení řetězu na řetězovém kole.

$$a_{\ddot{r}} = -\frac{2}{D_{rB}} \cdot v_s^2 \cdot \sin(\varphi) \quad (5.8)$$

Výpočet zrychlení řetězu na řetězovém kole pro špičkové hodnoty

Jak již bylo napsáno, zatížení řetězu probíhá v cyklech a to v závislosti na úhlu zatížení řetězového kola φ , které nabývá hodnot v intervalu $\langle -\frac{\alpha}{2}, \frac{\alpha}{2} \rangle$.

$$a_{\ddot{r}} = -\frac{2}{D_{rB}} \cdot v_{\ddot{r}}^2 \cdot \sin\left(-\frac{\alpha}{2}\right)$$

$$a_{\ddot{r}} = -\frac{2}{0,6169} \cdot 1,24^2 \cdot \sin\left(-\frac{51,43}{2}\right) = 2,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} = a_{\ddot{r}MAX}$$

$$a_{\ddot{r}} = -\frac{2}{D_{rB}} \cdot v_s^2 \cdot \sin(0)$$

$$a_{\ddot{r}} = -\frac{2}{0,6169} \cdot 1,24^2 \cdot \sin(0) = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$a_{\ddot{r}} = -\frac{2}{D_{rB}} \cdot v_s^2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_0}{2}\right)$$

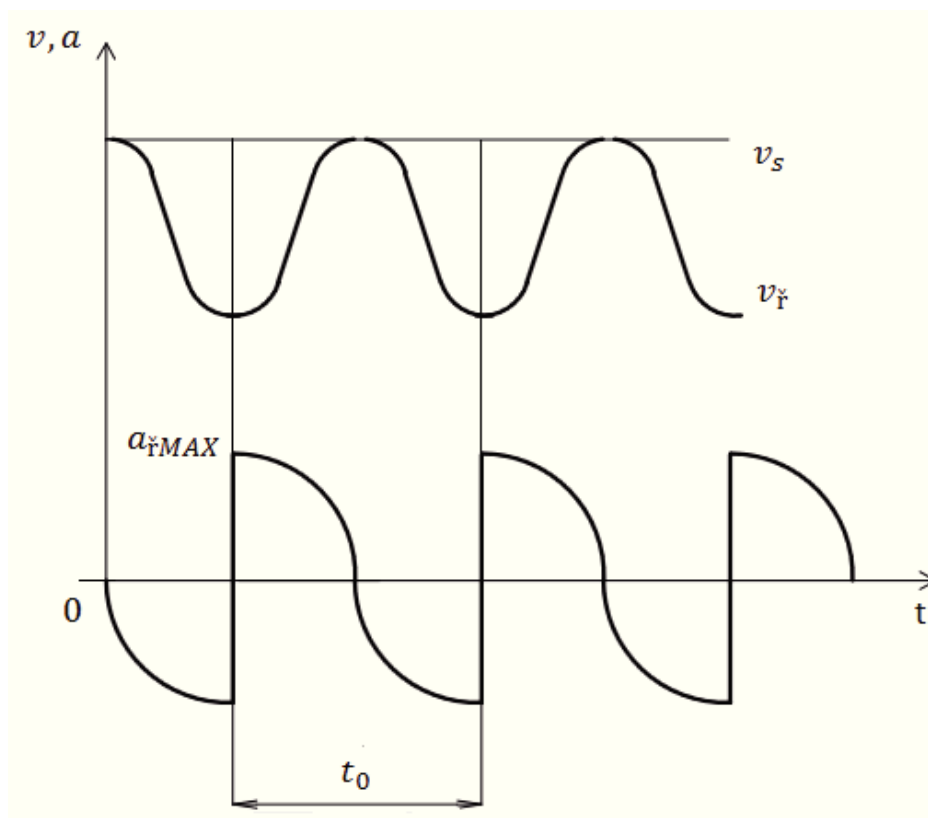
$$a_{\ddot{r}} = -\frac{2}{0,6169} \cdot 1,24^2 \cdot \sin\left(\frac{51,43}{2}\right) = -2,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Výpočet časové periody t_0

Rychlost řetězu a jeho zrychlení se cyklicky mění, tuto změnu můžeme charakterizovat časovou periodou t_0 , která je závislá na počtu zubů a otáčkách řetězového kola.

$$t_0 = \frac{i_p}{n_M \cdot z} \quad (5.9)$$

$$t_o = \frac{39 \cdot 60}{1492 \cdot 7} = 0,22 \text{ s}$$



Obr. 5. 2 – časový průběh změny rychlosti a zrychlení řetězu na řetězovém kole

Z Obr. 5.2 je patrné, že zatížení řetězu je cyklické. Můžeme vidět závislost rychlosti řetězu, rychlosti řetězového kola a zrychlení řetězu na čase a době pootočení kola o jeden zub t_0 . Z vypočtených hodnot můžeme potvrdit, že řetěz dosahuje největšího zrychlení při náběhu na řetězové kolo a to v místě, kde úhel φ nabývá hodnoty $(-\frac{\infty}{2})$.

Výpočet redukovaných hmotností

Dynamická síla také závisí na součtu všech hmot, které se při provozu dopravníku urychlují.

$$m_{red} = \left(m_{\check{r}} \cdot n_{\check{r}} \cdot k_{p\check{r}} + \frac{m_h}{n_{\check{r}} \cdot t} + \frac{Q}{3,6 \cdot v_s} \cdot C_k \right) \cdot L \quad (5.10)$$

$$m_{red} = \left(29 \cdot 2 \cdot 1,5 + \frac{61,7}{6 \cdot 0,137} + \frac{2500}{3,6 \cdot 1,24} \cdot 1 \right) \cdot 200 = 144419 \text{ kg}$$

kde $k_{p\check{r}}$ – součinitel pružnosti řetězu, hodnota rovna 1,5 [4]

C_k – korekční součinitel, pro dopravníky které jsou delší než 60 m je roven 1 [1]

Výpočet dynamické síly vzniklé při rázovém zatížení řetězů

$$F_D = 3 \cdot m_{red} \cdot a_{rMAX} \quad (5.1)$$

$$F_D = 3 \cdot 144419 \cdot 2,16 = 935835 \text{ N}$$

5.1.2. Výpočet maximální síly v řetězu

Maximální síla je rovna součtu dynamické síly a největší tahové síle v řetězu, která je rovna nabíhající síle na hnací řetězový buben na výsypné straně dopravníku (3.10).

$$F_{nB} = 915000 \text{ N}$$

$$F_{max} = F_D + F_{nB} \quad (5.11)$$

$$F_{max} = 935835 + 915000 = 1850835 \text{ N}$$

5.1.3. Kontrola řetězu proti přetržení

Bezpečnost u řetězů dle [3] musí být větší než 3, tato bezpečnost je vztažena k testovací síle řetězu. Po konzultaci s odborníkem z praxe snižují na hodnotu bezpečnosti 2, s tím rozdílem, že testovací sílu řetězu nahrazují silou řetězu při přetržení (viz Tab. 3.5).

$$k_{\text{ř}} = \frac{k_i \cdot F_B}{F_{max}} \quad (5.12)$$

$$k_{\text{ř}} = \frac{2 \cdot 1910000}{1850835} = \mathbf{2,06}$$

kde k_i – koeficient počtu řetězů, roven 2 [4]

F_B – síla při přetržení řetězu, rovna 1850835 N (viz Tab. 3.5)

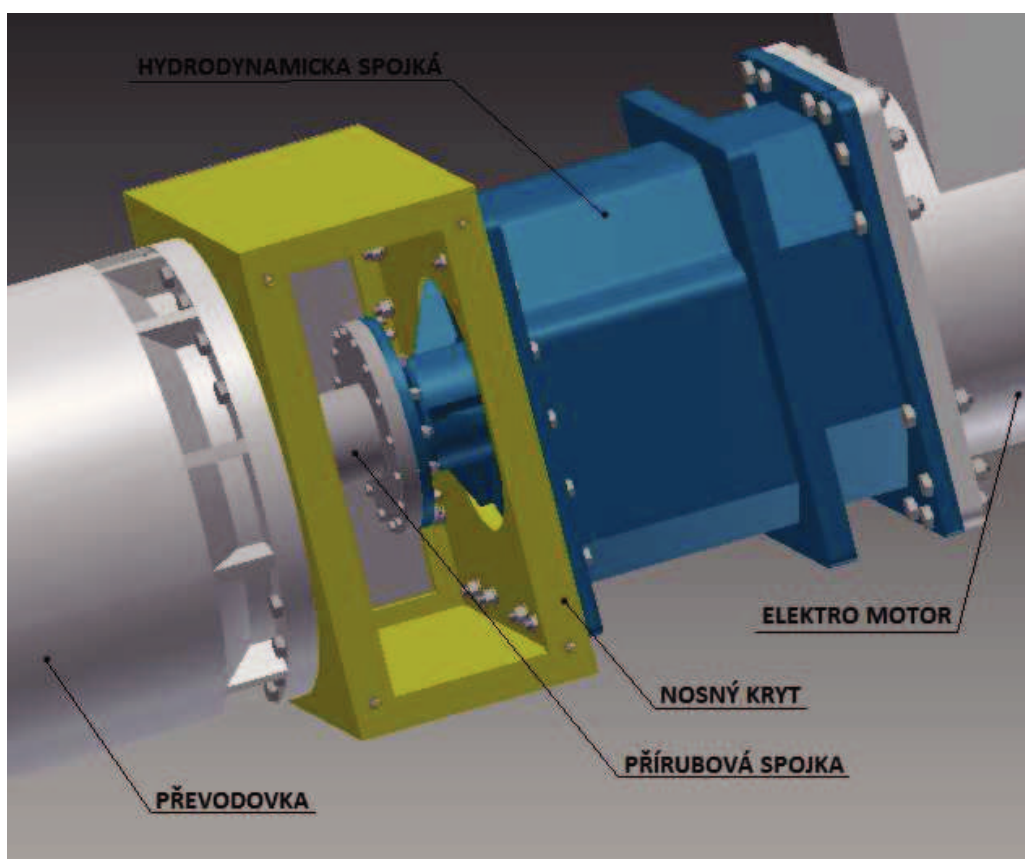
Z výsledku vztahu (5.12) je jasné, že zvolený řetěz TIP – 38x137 **vyhovuje**.

5.2. Kontrola přírubové spojky

Z důvodů odlišnosti připojovacích rozměrů mezi hydrodynamickou rozběhovou spojkou a převodovkou, bylo nutno navrhnout nosný kryt, který zajistí spojení těchto komponentů. Točivý moment z hydrodynamické spojky je přenášen pomocí přírubové spojky, která je opatřena těsným perem a je nasunuta na vstupní hřídel převodovky.

5.2.1. Kontrola šroubů přírubové spojky [5]

Spojka je připevněna k výstupní přírubě hydrodynamické spojky pomocí šestnácti šroubů, které musí vyvodit dostatečnou třecí sílu mezi oběma přírubami tak aby bylo možno přenést točivý moment.



Obr. 5. 3 – Nosný kryt s přírubovou spojkou

Výpočet vychází z podmínky, že předpětí ve šroubech F_o od utažení matic vyvolá mezi přírubami dostatečné tření na to, aby bylo možné přenést požadovaný točivý moment.

$$M_T > M_H \cdot K_s \quad (5.13)$$

$$F_o \cdot i_s \cdot R_s \cdot f > M_N \cdot \eta_{hs} \cdot K_s \quad (5.14)$$

Dosazením a úpravou vztahu (5.14) dostaneme vzorec (5.15) pro výpočet minimální osové síly v jednom šroubu.

$$F_o > \frac{M_N \cdot \eta_{hs} \cdot K_s}{i_s \cdot R_s \cdot f} \quad (5.15)$$

kde F_o – minimální osová síla v jednom šroubu

M_T – třecí moment přírubové spojky

M_H – točivý moment na výstupu z hydrodynamické spojky

M_N – jmenovitý moment motoru (viz Tab. 3.8)

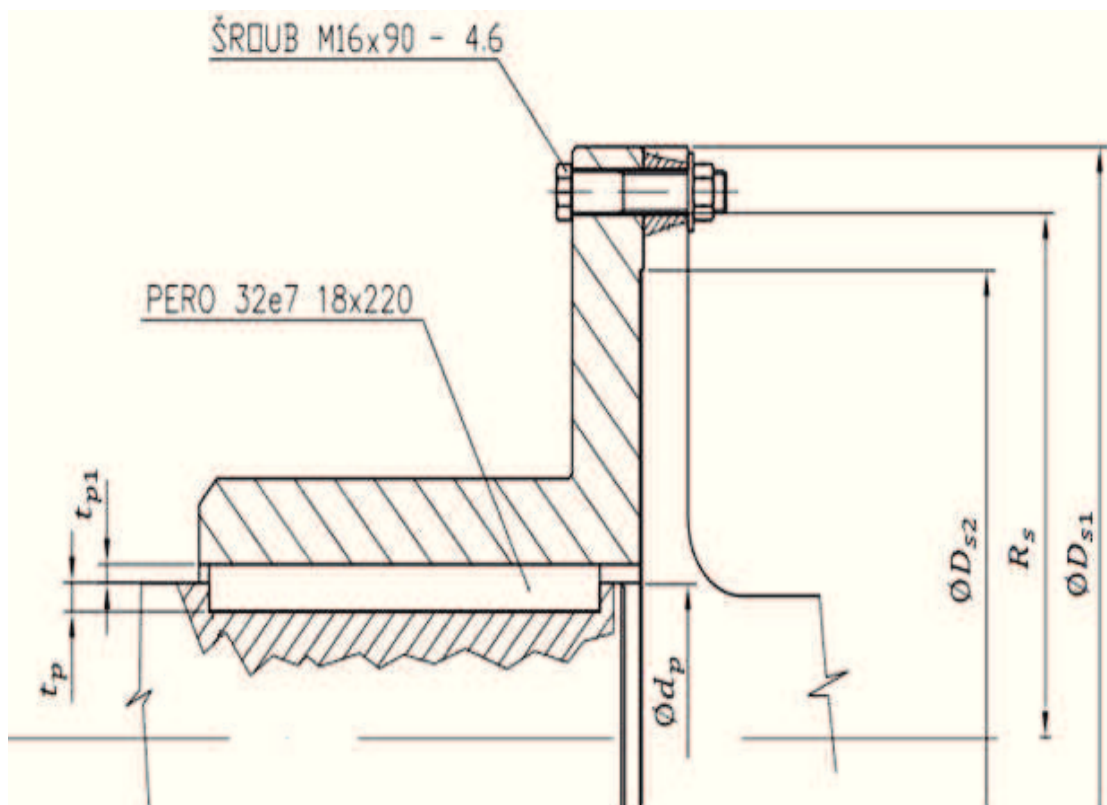
η_{hs} – účinnost hydrodynamické spojky (viz Tab. 5.1)

K_s – bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí. $K_s = 1,3$ [-] [5]

R_s – třecí poloměr

i_s – počet připojovacích šroubů. $i_s = 16$ [-]

f – součinitel smykového tření mezi přírubami. $f = 0,15$ [-] [5]



Obr. 5. 4 – základní rozměry přírubové spojky

Základní rozměrové parametry přírubového spojení			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Velký průměr třecí plochy spojky	D_{s1}	450	[mm]
Malý průměr třecí plochy spojky	D_{s2}	362	[mm]
Průměr hřídele převodovky	d_p	120	[mm]
Hloubka drážky v přírubě	t_{p1}	7	[mm]
Hloubka drážky v hřídeli	t_p	11	[mm]
Sražení hran těsného pera	s_{p1}	1	[mm]
Délka pera	l_p	220	[mm]
Šířka pera	b_p	32	[mm]
Rozteč závitu šroubů	P_ξ	1	[mm]
Malý průměr závitu šroubů	d_3	14,773	[mm]
Střední průměr závitů šroubů	d_2	15,35	[mm]
Úhel profilu závitu	α_ξ	60	[deg]
Mez kluzu materiálu šroubů	$R_{e\xi}$	240	[MPa]

Tab. 5. 1 základní rozměrové parametry přírubového spojení

Návrh se provádí pro moment tření na třecím poloměru R_s . Velikost třecího poloměru vychází z velikosti třecích ploch spojky. (viz Obr. 5.4)

$$R_s = \left(\frac{D_{s1} - D_{s2}}{4} + \frac{D_{s2}}{2} \right) \quad (5.16)$$

$$R_s = \left(\frac{450 - 362}{4} + \frac{362}{2} \right) \cdot 10^{-3} = 0,203 \text{ m}$$

Dosazením do vztahu (5.15) získáme minimální osovou sílu v jednom šroubu, která musí vzniknout po utažení matice.

$$F_o > \frac{5512 \cdot 0,96 \cdot 1,3}{16 \cdot 0,203 \cdot 0,15} = 14119 \text{ N}$$

Příruba od hydrodynamické spojky je od výroby osazena šestnácti dírami o průměru 17,5 mm, proto je volen šroub M16 x 90 ISO 4014 – 4.6.

Pevnostní kontrola šroubů

a) Výpočet napětí od osově síly F_o , působící na průřez šroubu

Jako nejnebezpečnější průřez u šroubů se volí d_3 – malý průměr závitu.

$$\sigma_{st} = \frac{F_o}{S} \quad (5.17)$$

$$\sigma_{st} = \frac{F_o}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2} \right)^2}$$

$$\sigma_{st} = \frac{14119}{\pi \cdot \left(\frac{14,773}{2} \right)^2} = 82,37 \text{ MPa}$$

b) Výpočet napětí od utažení matice

$$\tau_{sp} = \frac{M_{km}}{w_k} \quad (5.18)$$

$$\tau_{sp} = \frac{F_o \cdot \tan(\psi + \varphi_1) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3}$$

kde ψ – úhel stoupání závitu

φ_1 – třecí úhel

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{P_s}{\pi \cdot d_2} \right) \quad (5.19)$$

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{1}{\pi \cdot 15,35} \right) = 1,19 \text{ deg}$$

$$\varphi_1 = \tan^{-1} \left(\frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_s}{2}} \right)$$

kde f_z – součinitel tření mezi závity šroubu a matice. $f_z = 0,18$ [-] [5]

$$\varphi_1 = \tan^{-1} \left(\frac{0,18}{\cos \frac{60}{2}} \right) = 11,74 \text{ deg}$$

Dosazením hodnot do vztahu (5.18) dostaneme napětí v krutu působící na šroub od utahovacího momentu.

$$\tau_{sp} = \frac{14119 \cdot \tan(1,19 + 11,74) \cdot \frac{15,35}{2}}{\frac{\pi}{16} 14,773^3} = 39,29 \text{ Mpa}$$

Pevnostní kontrolou dle Guestovy hypotézy vyjádříme součinitel statické bezpečnosti šroubu.

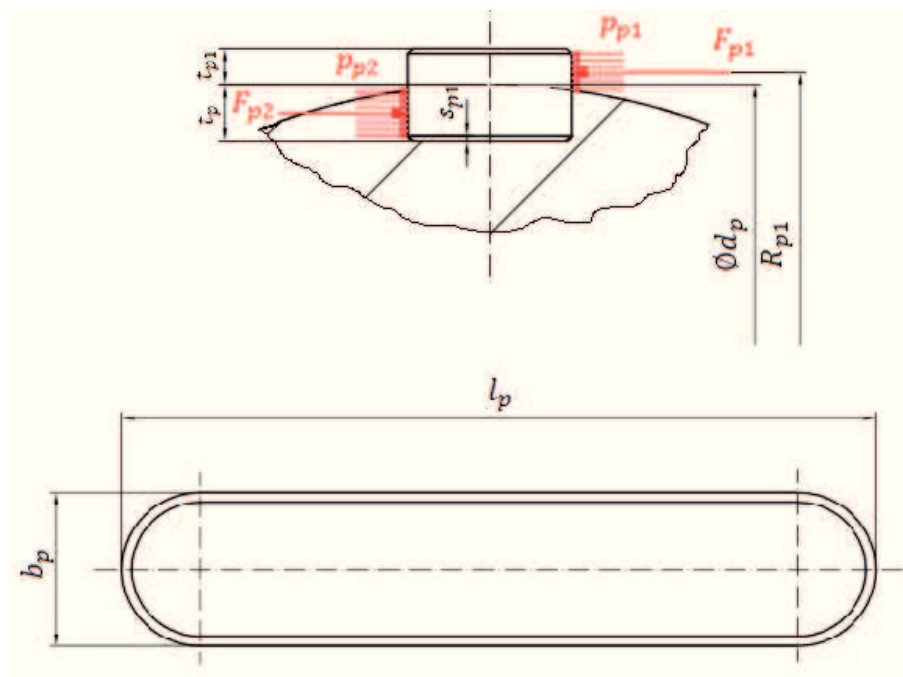
$$k_s = \frac{R_{eš}}{\sqrt{\sigma_{sp}^2 + 4 \cdot \tau_{sp}^2}} \quad (5.20)$$

$$k_s = \frac{240}{\sqrt{82,37^2 + 4 \cdot 39,29^2}} = 2,1 > 1,5 \Rightarrow \text{podmínka splněna šrouby vyhovují}$$

Minimální bezpečnost staticky zatížených šroubů je rovna 1,5 [-]. [5] Z podmínky tedy vyplývá, že zvolené šrouby M16 x 90 ISO 4014 – 4.6 vyhovují.

5.2.2. Kontrola těsného pera

Točivý moment se z příruby spojky přenáší na hřídel převodovky pomocí těsného PERA 32e7 x 18 x 220 ČSN 02 2562. Moment se přenáší na styku boku pera a drážky, to způsobuje namáhání bočních ploch pera. Při pevnostním výpočtu předpokládáme, že tlak je rozložen rovnoměrně na boční plochu pera. Protože hloubka drážky v přírubě je menší než hloubka drážky v hřídeli, tak i plocha, na kterou se tlak rozkládá, bude menší. Z toho vyplývá, že největší zatížení pera bude v drážce příruby $p_{p1} > p_{p2}$, proto kontrolu na otlacení provádíme jen na část pera v přírubě.



Obr. 5. 5 – rozměry pera a rozložení působících sil

Nejprve vypočteme sílu od točivého momentu, která působí na část pera v přírubě.

$$F_{p1} = \frac{M_H}{R_{p1}} \quad (5.21)$$

$$M_H = M_N \cdot \eta_{hs} \quad (5.22)$$

$$M_H = 5512 \cdot 0,96 = 5292 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{p1} = \frac{M_H \cdot 10^3}{\frac{d_p}{2} + \frac{t_{p1}}{2}}$$

kde F_{p1} – tlaková síla působící na bok pera

M_H – točivý moment na výstupu z hydrodynamické spojky

M_N – jmenovitý moment motoru (viz Tab. 3.8)

R_{p1} – rameno působení tlakové síly

d_p – průměr hřídele převodovky (viz Tab. 5.1)

t_{p1} – hloubka drážky v přírubě (viz Tab. 5.1)

$$F_{p1} = \frac{5292 \cdot 10^3}{\frac{120}{2} + \frac{7}{2}} = 83323 \text{ N}$$

Tlak působící na péro v drážce příruby je roven podílu tlakové síly F_{p1} a plochy pera S_{p1} .

$$p_{p1} = \frac{F_{p1}}{S_{pp}} \quad (5.23)$$

Skutečnou plochu boku pera dostaneme následujícím vztahem.

$$S_{pp} = (t_{p1} - s_{p1}) \cdot (l_p - b_p) \quad (5.24)$$

$$S_{pp} = (7 - 1) \cdot (220 - 32) = 1128 \text{ mm}^2$$

$$p_{p1} = \frac{83323}{1128} = \mathbf{73,87 \text{ MPa}} > 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka splněna pero vyhovuje}$$

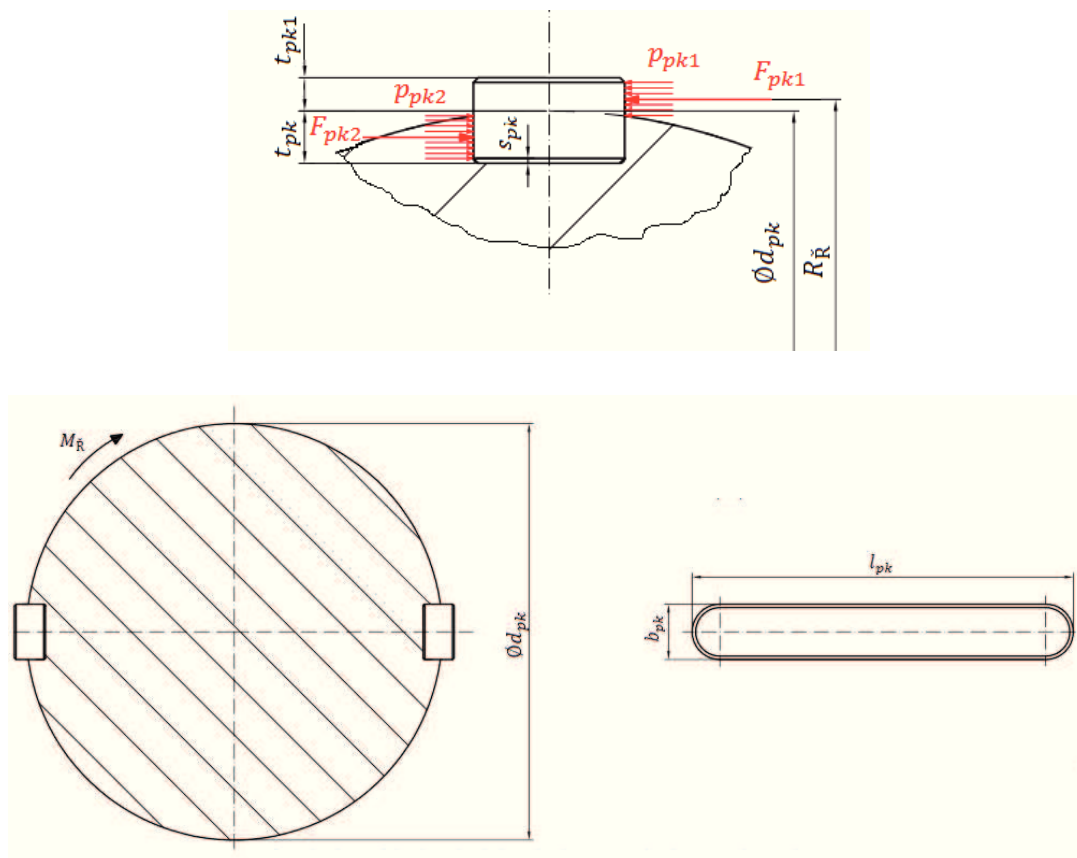
Maximální dovolený tlak pro péro z materiálu 11 600 je 115 MPa. [6] Z porovnání dvou tlaků je jasné, že zvolené péro vyhovuje.

5.3. Kontrola pera pod řetězovým kolem

Točivý moment z hřídele řetězového kola je přenášen na ozubený věnec pomocí dvou těsných per 60e7 x 35 x 800.

Základní rozměrové parametry			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Průměr hřídele řetězového kola	d_{pk}	320	[mm]
Hloubka drážky v ozubeném věnci	t_{pk1}	15	[mm]
Hloubka drážky v hřídeli	t_{pk}	11	[mm]
Sražení hran těsného pera	s_{pk}	2	[mm]
Délka pera	l_p	800	[mm]
Šířka pera	b_{pk}	60	[mm]

Tab. 5. 2 – základní parametry spoje



Obr. 5. 6 – základní parametry pér pod řetězovým kolem

Také i v tom to případě bude tlak na bok pér $p_{pk1} > p_{pk2}$, proto kontrolu na otláčení provedeme jen na část pérá v řetězovém věnci.

$$F_{pk1} = \frac{M_{\check{R}}}{R_{\check{R}}} \quad (5.25)$$

$$M_{\check{R}} = M_N \cdot i_p \cdot \eta_{hs} \cdot \eta_p \quad (5.26)$$

$$M_{\check{R}} = 5512 \cdot 39 \cdot 0,96 \cdot 0,85 = 175414 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F_{pk1} = \frac{M_{\check{R}}}{\frac{d_{pk}}{2} + \frac{t_{pk1}}{2}}$$

kde F_{pk1} – tlaková síla působící na bok pérá

$M_{\check{R}}$ – točivý moment na řetězovém kole

M_N – jmenovitý moment motoru (viz Tab. 3.8)

$R_{\check{R}}$ – rameno působení tlakové síly

d_{pk} – průměr hřídele řetězového kola (viz Tab. 5.2)

t_{pk1} – hloubka drážky v ozubeném věnci (viz Tab. 5.2)

t_{pk} – hloubka drážky v hřídeli řetězového kola (viz Tab. 5.2)

$$F_{pk1} = \frac{175414 \cdot 10^3}{\frac{320}{2} + \frac{15}{2}} = 1047248 \text{ N}$$

Tlak působící na péro v drážce příruby je roven podílu tlakové síly F_{pk1} a plochy pera S_{pk1} .

$$p_{pk1} = \frac{F_{pk1}}{S_{pk1}} \quad (5.27)$$

Skutečnou plochu pera, na niž se síla rozkládá, dostaneme následujícím vztahem.

$$S_{pk1} = (t_{pk1} - s_{pk}) \cdot (l_{pk} - b_{pk}) \quad (5.28)$$

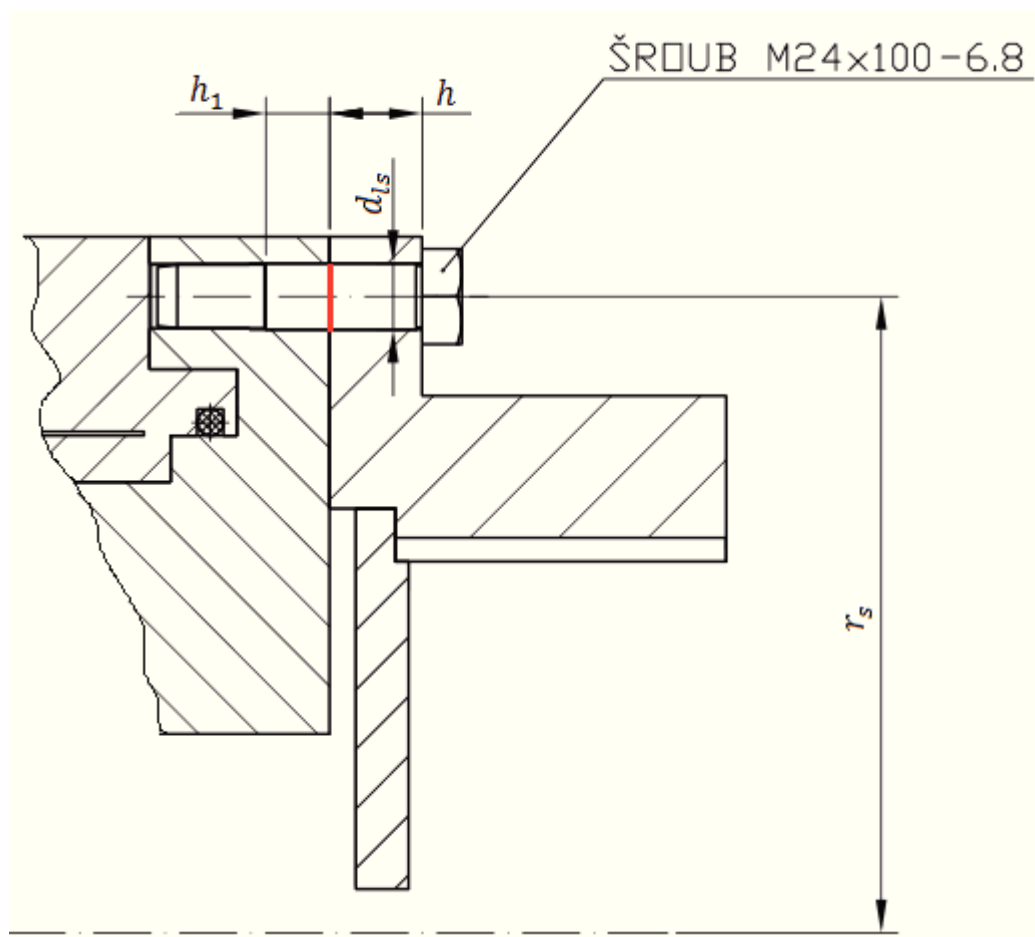
$$S_{pk1} = (15 - 2) \cdot (800 - 60) = 9620 \text{ mm}^2$$

$$p_{pk1} = \frac{1047248}{9620} = \mathbf{109 \text{ MPa}} > 115 \text{ MPa} \Rightarrow \text{podmínka splněna pero vyhovuje}$$

Maximální dovolený tlak pro péro vyrobené z materiálu 11 600 je 115 MPa [6]
Z porovnání dvou tlaků je jasné, že zvolené péro vyhovuje. [5]

5.4. Pevnostní kontrola lícovaných šroubů bezpečnostní spojky SafeSet [5]

Bezpečnostní spojka je připevněna pomocí lícovaných šroubů M24 x 100 ČSN 02 1111 – 6.8 k drážkovaným přírubám. (viz Obr. 5.7) Každá strana spojky je připevněna 24 šrouby. Kontrola šroubu je provedena na přestřižení a otláčení lícované části šroubu ve spojce.



Obr. 5. 7 – základní parametry lícovaného šroubu

Základní rozměrové parametry			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Roztečný poloměr šroubů	r_s	0,24	[m]
Hloubka lícované díry spojky	h_1	26	[mm]
Hloubka lícované díry příruby	h	35	[mm]
Průměr lícované části šroubu	d_{ls}	2	[mm]
Počet šroubů	i_{lp}	800	[mm]
Mez kluzu materiálu šroubu	$R_{eš}$	480	[MPa]

Tab. 5. 3 – rozměrové parametry spoje s lícovanými šrouby

$$\tau_{ss} = \frac{M_{ssmax}}{r_s \cdot i_{ls} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ls}^2}{4}} \quad (5.29)$$

kde M_{ssmax} – maximální točivý moment spojky (viz Tab. 5.2)

$$\tau_{ss} = \frac{350000}{0,24 \cdot 24 \cdot \frac{\pi \cdot 25^2}{4}} = 124 \text{ MPa}$$

$$\tau_{dovš} = \frac{R_{eš} \cdot 0,5}{k_{\xi}} \quad (5.30)$$

kde $R_{eš}$ – mez kluzu materiálu šroubu. $R_{eš} = 480 \text{ MPa}$

k_{ξ} – součinitel bezpečnosti šroubu. $K_{\xi} = 1,5 [-]$; [5]

$$\tau_{dovš} = \frac{480 \cdot 0,5}{1,5} = 160 \text{ MPa}$$

$\tau_{ss} < \tau_{dovš} \Rightarrow$ podmínka splněna, šroub na smykové napětí vyhovuje

$$p_{ss} = \frac{M_{smax}}{r_s \cdot i_{ls} \cdot d_{ls} \cdot h_1} \quad (5.31)$$

$$p_{ss} = \frac{350000}{0,24 \cdot 24 \cdot 25 \cdot 26} = 93 \text{ MPa}$$

Maximální dovolený tlak pro náboj i lícovaný šroub vyrobené z oceli je 120 MPa, [5]

$p_{ss} < p_{dovš} \Rightarrow$ podmínka splněna, šroub otlačení vyhovuje

5.5. Kontrola nosných krytů pomocí metody konečných prvků

Aby byla zaručena schopnost krytů unést komponenty pohonu, bylo nutné provést pevnostní kontrolu pomocí softwaru ANSYS Workbench 14.5. Hodnotícím kritériem výsledků je rozložení a velikost redukovaného napětí dle teorie HMM. Výsledné špičky napětí jsou porovnány s mezí kluzu materiálu, ze kterého jsou vyrobeny. Všechny kryty jsou

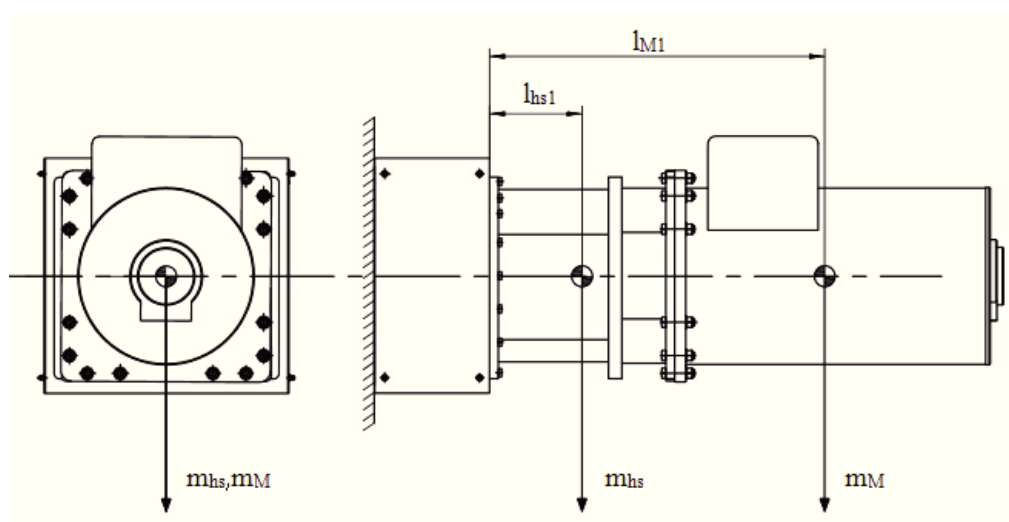
svařované konstrukce a byly vymodelovány v softwaru Autodesk Inventor Professional 2013, s ohledem na zatížení a připojovací rozměry jednotlivých komponentů.

5.5.1. Pevnostní analýza přechodového nosného krytu mezi hydrodynamickou spojkou a planetovou převodovkou

Přechodový nosný kryt kompenzuje připojovací rozměry hydrodynamické spojky a planetové převodovky. (viz Obr. 5.3). Kryt je opatřen postraními otvory sloužícími pro manipulaci s přírubovou spojkou. Otvory jsou v provozu uzavřeny odnímatelnými víky. Nosný kryt je zatížen od tíhové síly hydrodynamické spojky a motoru. Na Obr. 5.8 je znázorněno zatížení přechodového krytu. Při výpočtu předpokládáme, že strana převodovky je vetknutá a na druhou působí v připojovacích rozměrech zatěžující síly, které jsou umístěny v těžištích daných komponentů pohonu.

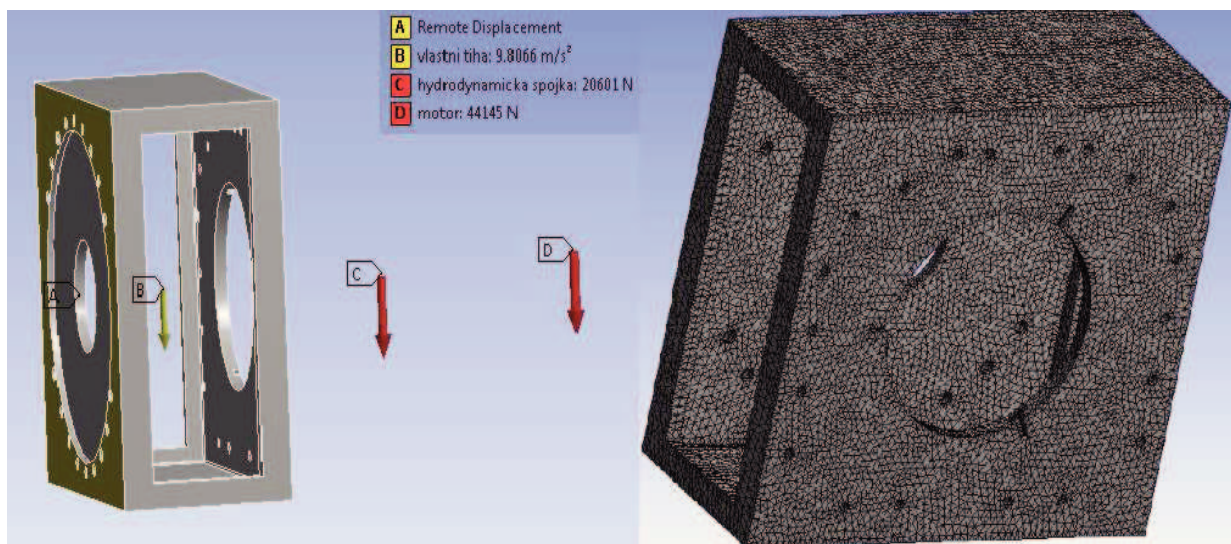
Základní rozměrové parametry zatížení přechodového nosného krytu			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vzdálenost těžiště hydro. spojky	l_{hs1}	420	[mm]
Hmotnost hydro. spojky	m_{hs}	2100	[kg]
Vzdálenost těžiště motoru	l_{M1}	1520	[mm]
Hmotnost motoru	m_M	4500	[kg]

Tab. 5. 4 – parametry zatížení

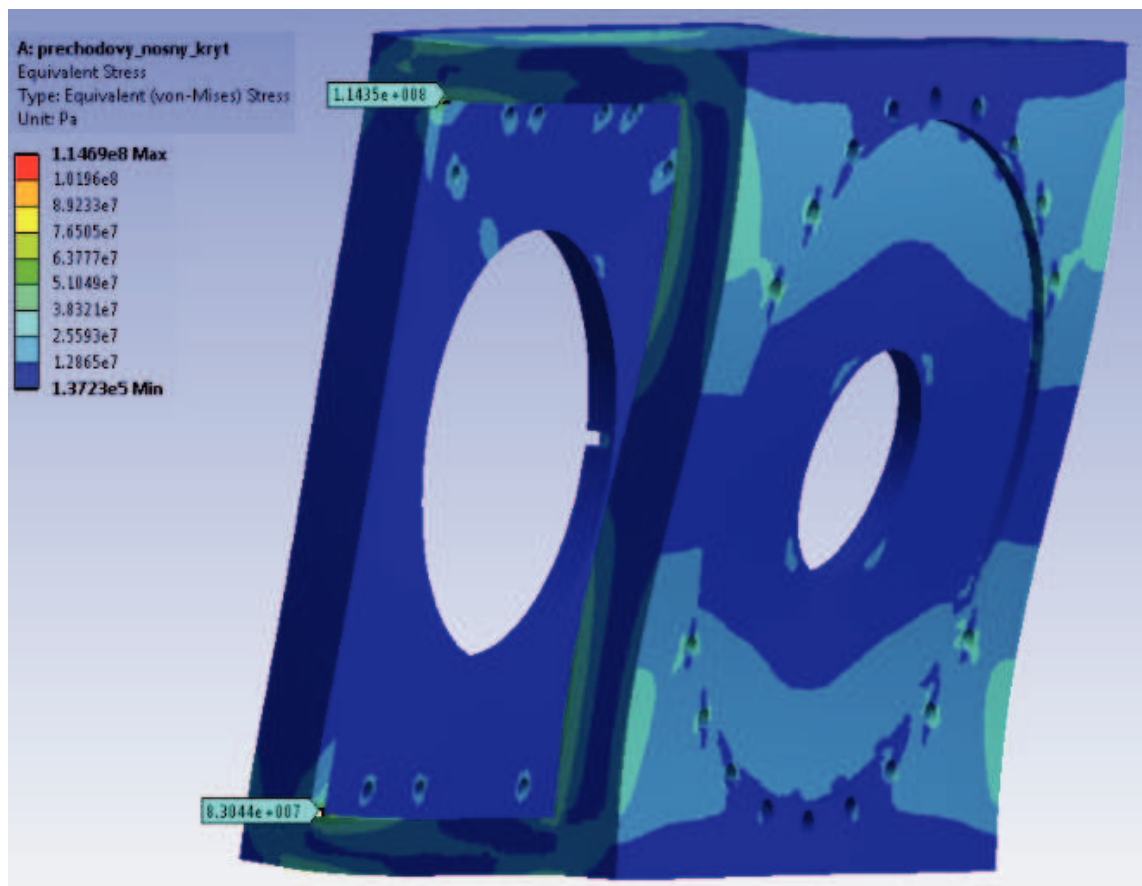


Obr. 5. 8 – zatížení přechodového nosného krytu

Do pevnostního výpočtu je také zahrnuta vlastní tíha nosného krytu. (viz Obr 5.8)



Obr. 5. 9 – zadání okrajových podmínek a vytvoření sítě konečných prvků



Obr. 5.10 – redukované napětí přechodového nosného krytu dle HMH [Pa]

Z Obr. 5.10 je patrné, že největší napětí je v rozích bočních otvorů, které slouží pro snadný přístup k přírubové spojce. Špička napětí dosahuje velikosti téměř 115 MPa.

Kryt je vyroben z materiálu S233JR s mezí kluzu $R_e = 233 \text{ MPa}$. Z porovnání obou napětí vyplývá, že navržený přechodový kryt splňuje pevnostní podmínku.

5.5.2. Pevnostní analýza nosného krytu pro kolmý pohon na dopravní trať

Na nosný kryt kolmého pohonu působí tíhové síly od motoru, hydrodynamické spojky, přechodového nosného krytu a převodovky. Síly působí v těžištích jednotlivých komponentů. Na kryt také působí záběrový moment převodovky. Při zadávání okrajových podmínek předpokládáme, že záběrový moment je zachycen těsným pérem umístěným v přírubě převodovky. Pro usnadnění zadávání tohoto zatížení záběrový moment přepočteme na sílu působící na péro, které je vzdáleno od osy pohonu na rameni R_z [mm] (viz 5.32).

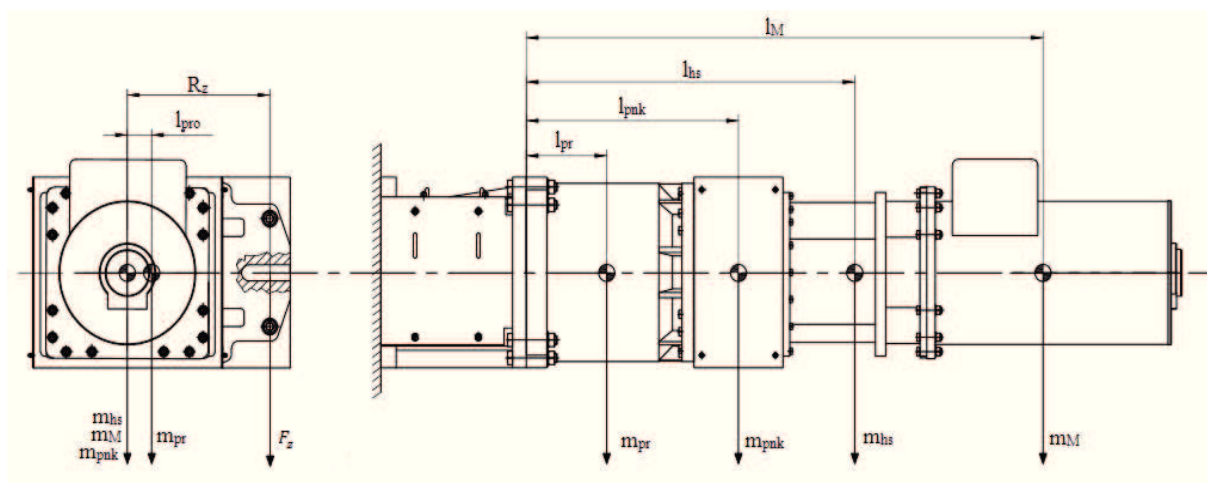
Základní rozměrové parametry zatížení nosného krytu kolmého pohonu			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vzdálenost těžiště převodovky	l_{pr}	470	[mm]
Vzdálenost těžiště převodovky od osy pohonu	l_{pro}	142	[mm]
Rameno záběrového momentu	R_z	830	[mm]
Hmotnost převodovky	m_{pr}	4450	[kg]
Vzdálenost těžiště krytu	l_{pnk}	1240	[mm]
Hmotnost krytu	m_{pnk}	936	[kg]
Vzdálenost těžiště hydro. spojky	l_{hs}	420	[mm]
Hmotnost hydro. spojky	m_{hs}	2100	[kg]
Vzdálenost těžiště motoru	l_M	1520	[mm]
Hmotnost motoru	m_M	4500	[kg]

Tab. 5. 5 – parametry zatížení nosného krytu nesoucího kolmý pohon

Výpočet síly od záběrového točivého momentu převodovky.

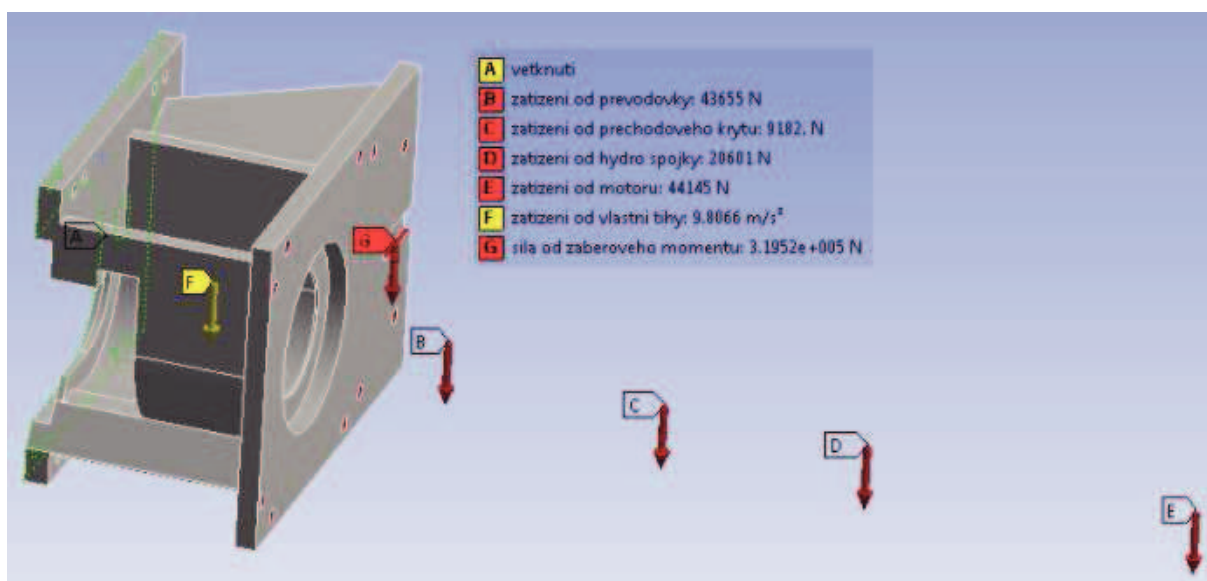
$$F_z = \frac{M_{vz}}{R_z} \quad (5.32)$$

$$F_z = \frac{265200}{830 \cdot 10^{-3}} = 319518 \text{ N}$$

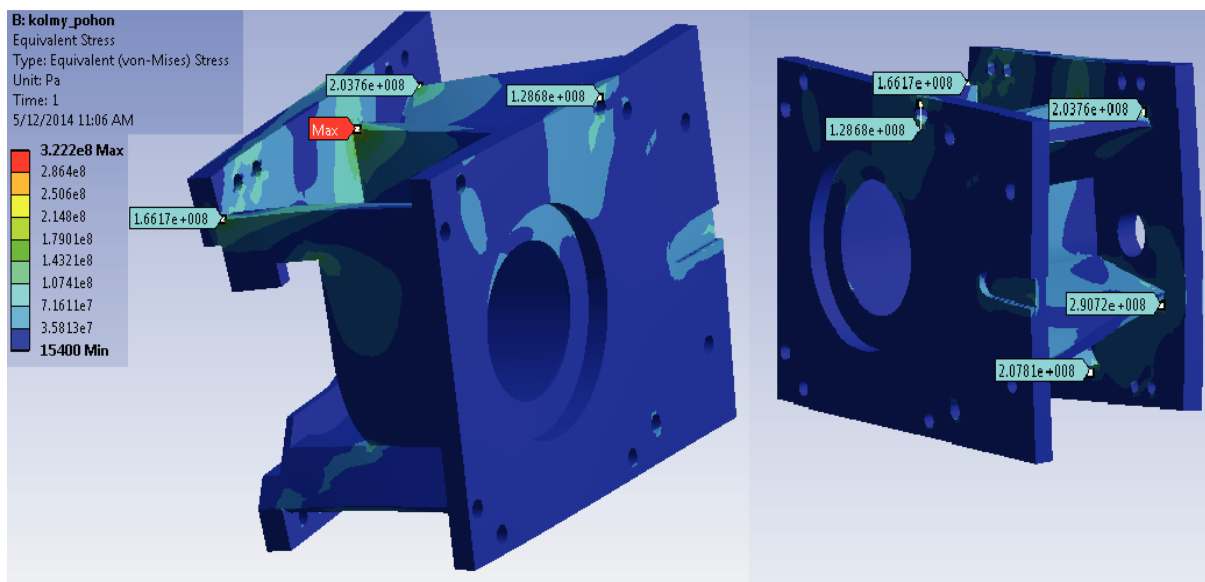


Obr. 5. 11 – zatížení nosného krytu kolmého pohonu

Při zadávání okrajových podmínek předpokládáme vetknutí na straně krytu připevněném k rámu poháněcí stanice.



Obr. 5. 12 – zadání okrajových podmínek a zatížení



Obr. 5. 13 - redukované napětí nosného krytu kolmého pohonu dle HMH [Pa]

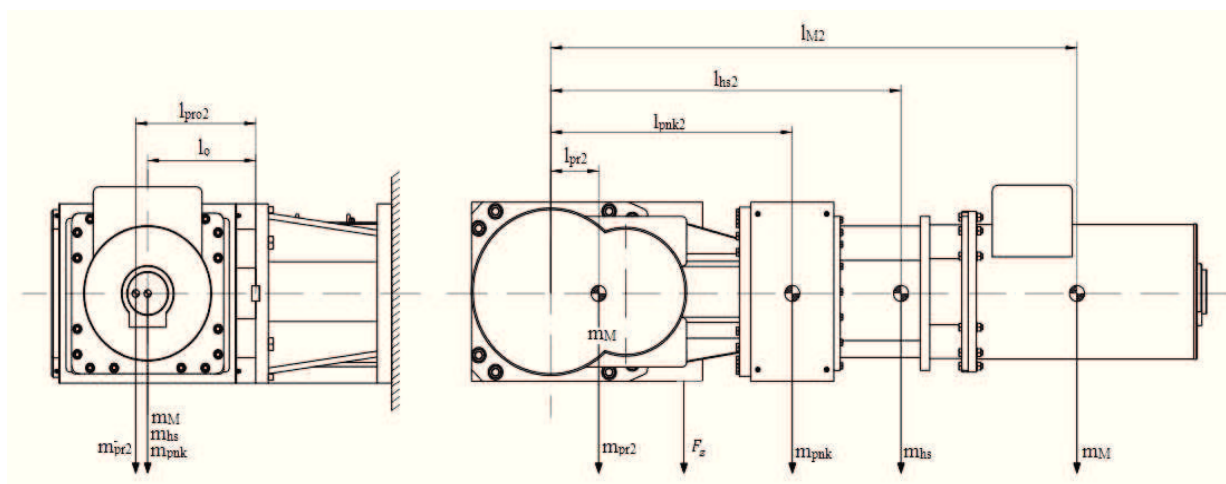
Z Obr. 5.13 je patrné, že největší napětí je v horním žeburu. V tomto místě napětí dosahuje velikosti téměř 322 MPa. Kryt je vyroben z materiálu S690Q s mezí kluzu $Re = 690$ MPa. Z porovnání obou napětí vyplývá, že navržený přechodový kryt splňuje pevnostní podmínku.

5.5.3. Pevnostní analýza nosného krytu pro rovnoběžný pohon na dopravní trať

Nosný kryt rovnoběžného pohonu je stejné konstrukce jako kryt nesoucí pohon kolmý, jediným rozdílem je velikost přípojovací příruby k rámu. Rozdílnost těchto velikostí nemá vliv na pevnost nosného krytu, proto je tato změna při výpočtu pominuta. Při pohledu na Obr. 5.14 je patrné, že napětí bude dosahovat větších hodnot, než tomu bylo u pohonu kolmého. Protože osa pohonu není totožná s osou řetězového kola, bude na kryt působit boční klopný moment, který se především promítne v nárůstu napětí v žebrech.

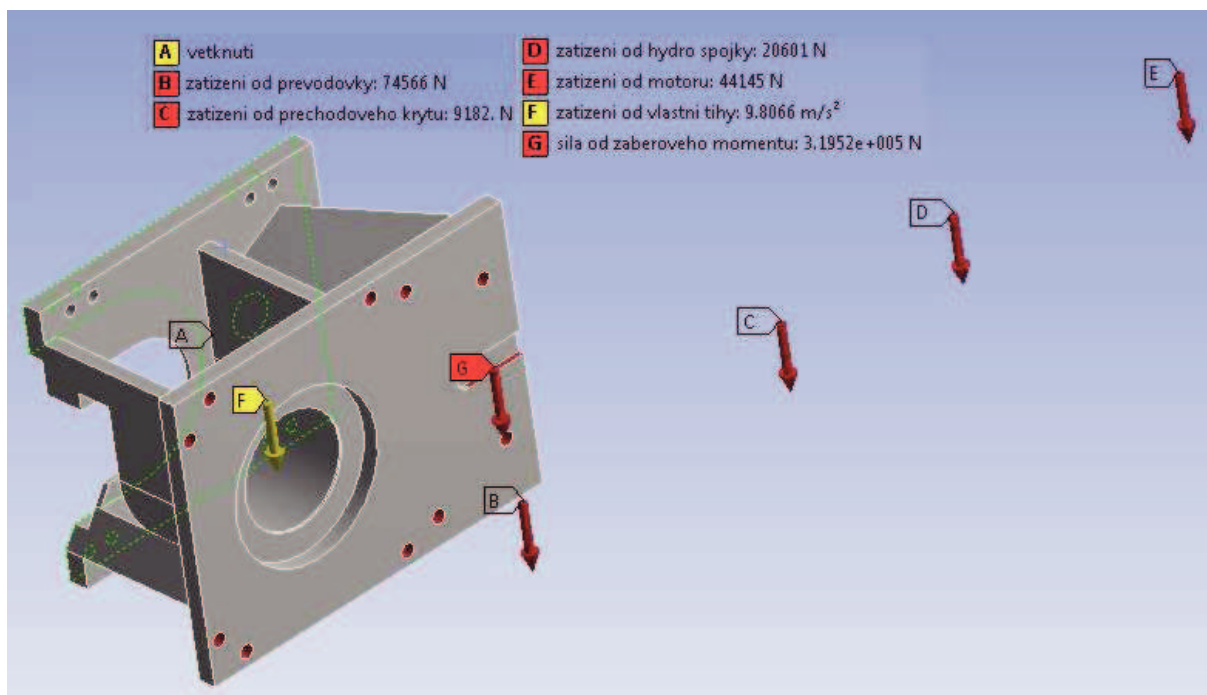
Základní rozměrové parametry zatížení nosného krytu rovnoběžného pohonu			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Vzdálenost krytu od osy pohonu	l_o	675	[mm]
Vzdálenost těžiště převodovky	l_{pr2}	300	[mm]
Vzdálenost těžiště převodovky od osy pohonu	l_{pro2}	750	[mm]
Rameno záběrového momentu	R_z	830	[mm]
Hmotnost převodovky	m_{pr2}	7600	[kg]
Vzdálenost těžiště krytu	l_{pnk2}	1510	[mm]
Hmotnost krytu	m_{pnk}	936	[kg]
Vzdálenost těžiště hydro. spojky	l_{hs2}	2270	[mm]
Hmotnost hydro. spojky	m_{hs}	2100	[kg]
Vzdálenost těžiště motoru	l_{M2}	3265	[mm]
Hmotnost motoru	m_M	4500	[kg]

Tab. 5. 6 – parametry zatížení nosného krytu nesoucího kolmý pohon

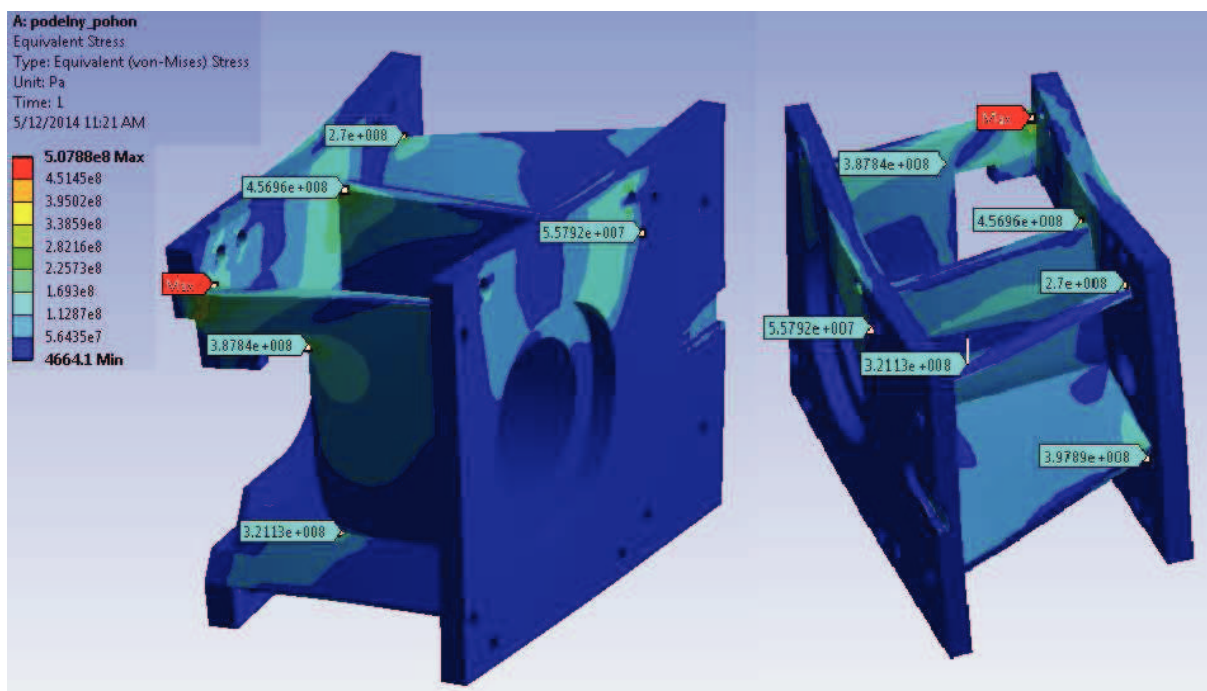


Obr. 5. 14 – zatížení nosného krytu rovnoběžného pohonu

Při zadávání okrajových podmínek předpokládáme vetknutí na straně krytu připevněném k rámu poháněcí stanice.



Obr. 5. 15 – zadání okrajových podmínek a zatížení



Obr. 5. 16 - redukované napětí nosného krytu rovnoběžného pohonu dle HMM [Pa]

Na Obr. 5.16 je zachycen průběh napětí při zatížení od rovnoběžné uspořádaného pohonu. Největší napětí je v horním žebří. V tomto místě napětí dosahuje velikosti

téměř 508 MPa. Kryt je vyroben z materiálu S690Q s mezí kluzu $R_e = 690$ MPa. Z porovnání obou napětí vyplývá, že navržený přechodový kryt splňuje pevnostní podmínku.

6. Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout pohon hřeblového dopravníku pro velký výkon, provést porovnání různých možností pohonů, jejich zhodnocení a následný výběr nejvhodnější varianty. Zvolené komponenty byly podrobeny pevnostním a kapacitním výpočtům a následně byly zdokumentovány ve výkresové části.

V úvodní teoretické části byly objasněny základní pojmy týkající se hřeblových dopravníků s důrazem na konstrukci poháněcích stanic. Byla vypracována rešerše, ve které jsou uvedeny možnosti pohonu hřeblových dopravníků, které se dnes nejčastěji používají. U všech variant pohonu jsou vybrány komponenty, které jsou schopny přenést požadovaný výkon elektromotoru, jenž byl specifikován v zadání diplomové práce. Každá varianta je popsána a jsou u ní uvedeny výhody i nevýhody.

Na základě zadaných parametrů hřeblového dopravníku byl proveden výpočet v souladu s ON 44 5721. Z výsledků výpočtů byl navolen řetěz a hřeblo od firmy THILE. Pro pohon hřeblového dopravníku byly vybrány dva asynchronní elektromotory o jmenovitém výkonu 860 kW od německého specialisty na motory určené do nevýbušného prostředí BREUER-MOTOREN. Kuželočelní a čelní planetová převodovka pro rovnoběžný a kolmý pohon jsou od německého výrobce PREINFALK určené pro těžební průmysl. Aby bylo možné rozběhnout plně zatížený dopravník, byla do pohonu zakomponována hydrodynamická rozběhová spojka s řízeným plněním od firmy VOITH. Posledním komponentem pohonu je bezpečnostní spojka SafeSet rovněž od německé firmy VOITH, která plní bezpečnostní funkci pohonu. Chrání jej před náhlým špičkovým momentem, vznikajícím například při náhlém uvolnění rubaniny ze sloje. Díky přírubovému připevnění spojky mezi převodovkou a řetězovým kolem je možno po povolení příruby na straně řetězového kola, řetězové kolo demontovat bez potřeby rozebrání celého pohonu.

Závěrečná část diplomové práce je věnována pevnostním výpočtům součástí, které přenáší točivý moment od elektromotoru až k řetězovému kolu a pevnostní kontrole zvoleného řetězu. V konstruktérské části práce je navrhnout přechodový nosný kryt mezi hydrodynamickou spojkou a převodovkou, který kompenzuje odlišné připojovací rozměry. Točivý moment je mezi těmito komponenty přenášen pomocí přírubové spojky. Bezpečnostní spojka SafeSet je určená jen pro přenos točivého momentu, nikoli pro nesení tíhy dalších částí pohonu, proto byl navržen nosný kryt pohonu. Kryt je připevněn mezi rám poháněcí

stanice a převodovku. Musel být navržen tak, aby unesl tíhu celého pohonu a také aby bylo možno manipulovat se spojkou SafeSet a řetězovým kolem. U obou nosných krytů byla provedena pevnostní analýza pomocí softwaru ANSYS Workbench 14.5. Výsledkem diplomové práce je výkresová dokumentace kolmého pohonu hřeblového dopravníku na křížovém rámu, podélného pohonu s kuželočelní planetovou převodovkou na rámu vratné poháněcí stanice a výrobní výkres svařovaného nosného krytu.

Seznam použité literatury

Knižní zdroje

- [1] POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0493-X
- [2] POLÁK, J., SLÍVA, A.: *Dopravní a manipulační zařízení III*. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0043-8
- [3] POLÁK, J., BICHLER, J.: *Dopravní zařízení v hlubinných dolech, Ostrava, 1984*
- [4] POLÁK, J., K., PAVLISKA, J., SLÍVA, A.: *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2001, ISBN 80-248-0043-8
- [5] KALÁB, K.: *Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj*. Ostrava, 2003
- [6] LEINVEBER, J.; ŘASA, J; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999, ISBN 80-7183-164-6.
- [7] Kettenräder für Kettenkratzerförderer und Gewinnungsanlagen – Maße, Anforderungen, Prüfung. DIN 22256, Berlin: Deutsches Institut für Normung e. V., 2002.

Internetové zdroje

- [8] <http://projekt150.ha-vel.cz/node/59>
- [9] <https://mining.cat.com>
- [10] <http://www.voith.com>
- [11] <http://www.hansen-electric.cz>
- [12] <http://www.tschan.de>
- [13] <http://www.pttech.com>
- [14] <http://www.preinfalk-igb.de>
- [15] <http://www.se-mi.cz>
- [16] <http://www.ostroj.cz>

[17] <http://www.breuer-motoren.de>

[18] <http://www.thiele.de>

Seznam výkresové dokumentace

Sestavné výkresy

Poháněcí stanice s čelní planetovou převodovkou - sestava HEL0002-01

Poháněcí stanice s kuželočelní planetovou převodovkou - sestava HEL0002-02

Výrobní výkres

Nosný kryt – svařenec HEL0002-01-01

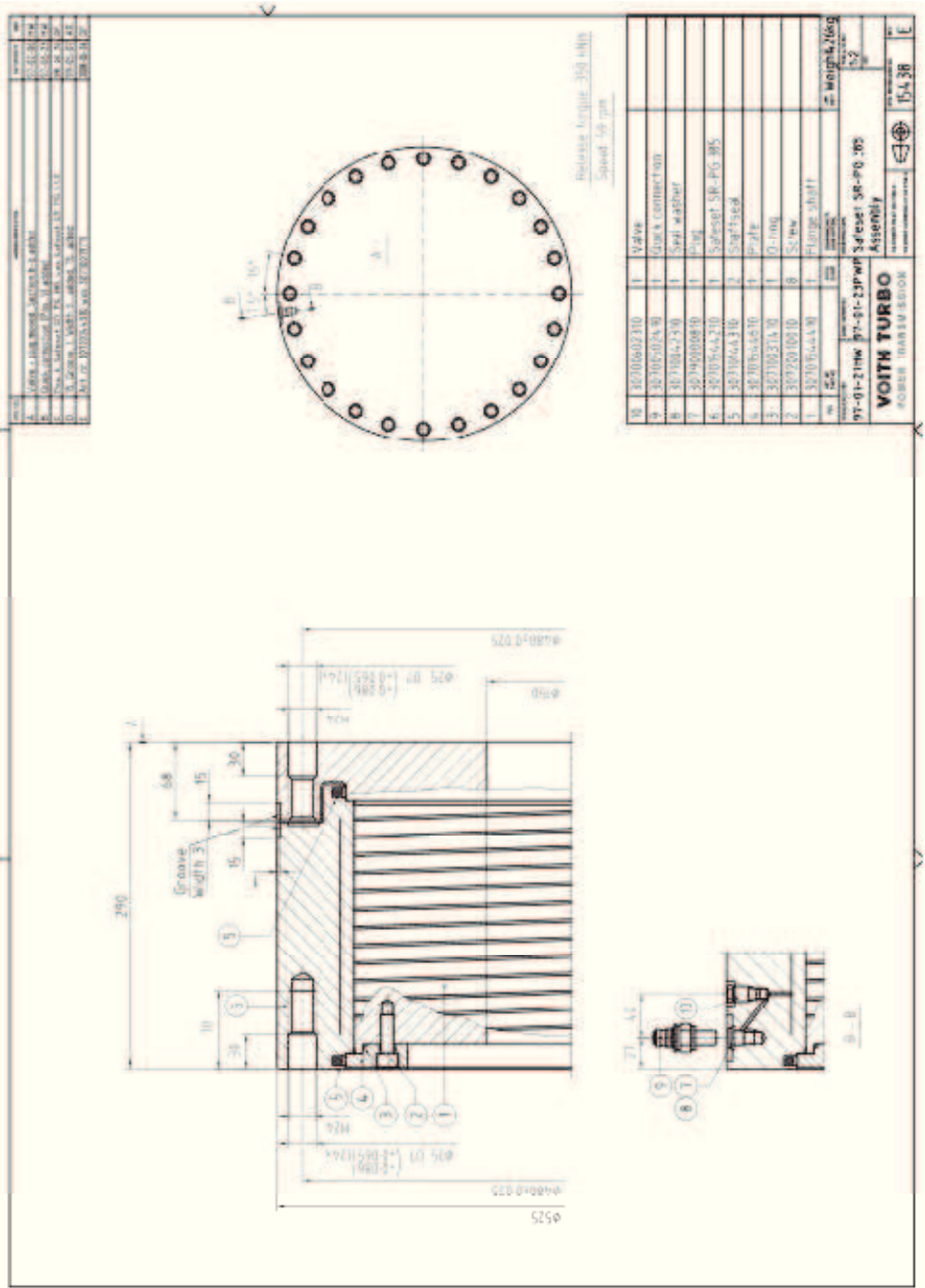
Seznam příloh

Příloha A Základní rozměrové parametry spojky SafeSet SR – PG -385

Příloha B Technické parametry zvoleného motoru

Přílohy

Příloha A, str. 1



Parametry techniczne do instrukcji obsługi silnika
asynchronicznego typu
dksWa72UF/3-4

ABB

A. Dane techniczne

a) Ogólne

Typ silnika	:	dksWa72UF/3-4
Moc na wałę	:	860kW
Napięcie znamionowe (Efektywne)	:	3 AC 690V +5%-10%
Prąd znamionowy	:	920 A
Krotność prądu rozruchowego przy 50Hz	:	8 x I_{sn}
Moment znamionowy	:	5512 Nm
Moment max.	:	6800 Nm
Znamionowa liczba obrotów	:	1492 min ⁻¹
Max. liczba obrotów	:	1800 min ⁻¹ 50 Hz
Częstotliwość znamionowa	:	0,9 97%
Współczynnik mocy cosφ	:	F
Sprawność (dla mocy znamionowej)	:	59
Klasa izolacji	:	
Rodzaj pracy	:	
Masowy moment bezwładności	:	29 kgm ²
Rodzaj budowy	:	IMB5
Masa	:	4500 kg
Odchylenie wału od poziomu	:	± 5% bez ograniczenia żywotności łożysk
Smarowanie :	:	smarem stałym z dosmarowaniem
Smar łożyskowy	:	BMQ 72-162 (Firmy. Klüber, München)
Czas dosmarowania po	:	12000 godzin
Żywotność smaru	:	36000 godzin
Ilość smaru do dosmarowania	:	70 g

Dopuszczalne obciążenie wału

Sila osiowa	:	$F_{os} \leq 2500 \text{ N}$
Sila przemieszczająca	:	$F_{pr} \leq 5000 \text{ N}$
Nominalna żywotność łożyska	:	$L_{10h} = 54000 \text{ godzin}$
Okresy wymiany łożysk	:	48600 godzin

Nr zaświadczenia badania typu.	:	BVS 08 ATEX E 005 X
Stopień ochr. p-wybuchowej	:	Ex d I
Stopień ochrony	:	IP 54